

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta Strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Návrh nůžkové zdvihací plošiny pro kamionové soupravy

Proposal of Scissor Lifts for Truck Kits

Student:

Bc. Ondřej Havránek

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Erik Stonawski, Ph.D.

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Ondřej Havránek

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení

Téma:

Návrh nůžkové zdvihací plošiny pro kamionové soupravy
Proposal of Scissor Lifts for Truck Kits

Zásady pro vypracování:

- 1) Zpracujte popis k problematice nůžkových zdvihacích plošin.
- 2) Vytvořte kinematické schéma plošiny s lineárním hydromotorem.
- 3) Navrhnete strukturu elektrohydraulického systému včetně funkčního schéma a stěžejních komponentů.
- 4) Navrhnete hydraulický agregát s kompletní VKD.
- 5) Proved'te posouzení hydraulické soustavy vzhledem ke stanovení průběhu vlastní frekvence včetně návrhu rychlostního profilu zdvihu.
- 6) Porovnejte standardně navržený pohon s moderním systémem objemového řízení.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. Sivák, V. *Projektování hydraulických systémů*. Skripta VŠB – TU Ostrava, 1990, 336 s., 1. vydání. ISBN 80-7078-037-1
2. Pivoňka, J. a kolektiv. *Tekutinové mechanismy*. SNTL Praha, 1987, 256 s., 1. vydání.
3. Noskiewicz, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. Skripta VŠB – TU Ostrava, 1995. 166 s., 1. vydání. ISBN 80-7078-297-8
4. Lift, H., Hansel, M. *Hydrauliksysteme in der Bau und Kommunaltechnik*, 354 s., 1. vydání. ISBN 3-8023-0445-4
5. Hesse H., Bredenfeld G., Greise K., *Traktorhydraulik – Komponenten und Systeme von landwirtschaftlichen Traktoren*, Expert verlag – Renningen 2004, 174 s. 1.vydání. ISBN 3-8169-2299-6.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Erik Stonawski, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 19.5. 2014

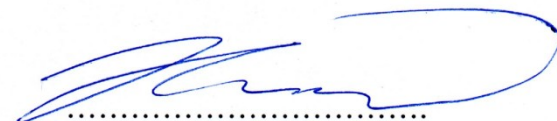


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 19. 5. 2014



podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Ondřej Havránek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Václava Jiříkovského 130/10, 700 30,
Ostrava-Dubina

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Havránek, O. *Návrh nůžkové zdvihací plošiny pro kamionové soupravy*. Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2014, 64 s. Diplomová práce, vedoucí: Stonawski, E.

Diplomová práce je zaměřena na problematiku nůžkových plošin a jejich řešení. Pro vybrané řešení konstrukce je zpracováno kinematické schéma a silový rozbor. Nůžkové mechanismy slouží ke zdvihu břemene do požadované výšky. Cílem diplomové práce je návrh elektrohydraulického systému pro pohon nůžkové plošiny včetně návrhu stěžejních prvků. Pro hydraulický agregát je zpracována kompletní výrobní dokumentace. V poslední části práce je uveden rozbor vlastních frekvencí hydraulického pohonu a stanovení rychlostního profilu zdvihu.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Havránek, O. *Proposal of Scissor Lifts for Truck Kits*. Ostrava: Department of Hydrodynamics and Hydraulic Equipment, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB – Technical University of Ostrava, 2014, 64 p. master thesis, head: Stonawski, E.

This thesis is focused on problems of scissor lifts and solutions. For the chosen solution is created kinematic scheme and power analysis of scissor lifts. Scissor lifts are for lifting up burdens to desired position. The goal of the thesis is the proposal of electrohydraulic drive system for scissor lifts including a design of main aspects and constructing documentation to hydraulic unit. In the following part of the thesis is described an analysis of natural frequency hydraulic drive and a determination of a speed profile of the scissor lifts. In the conclusion a comparison is given between the suggested propulsion and the chosen alternatives.

Obsah

Seznam použitého značení	7
Úvod	10
1 Nůžkové plošiny	11
1.1 Plošiny.....	11
1.2 Pohony nůžkových plošin	13
1.3 Umístění pohonu	14
2 Konstrukce a zkoušky nůžkového mechanismu.....	15
2.1 Konstrukce	16
2.2 Zkoušení nůžkového mechanismu	17
3 Kinematické schéma a sílový rozbor	18
3.1 Kinematické schéma	18
3.2 Sílový rozbor mechanismu.....	21
4 Návrh hydraulického pohonu	26
4.1 Specifikace požadavků na hydraulický obvod	26
4.2 Skladba hydraulického obvodu	26
4.3 Výpočet základních parametrů.....	27
4.4 Návrh hlavních prvků.....	31
4.5 Návrh funkčního schématu	36
5 Konstrukční řešení agregátu.....	40
6 Výpočet vlastní frekvence, návrh rychlostního profilu	49
6.1 Výpočet vlastní frekvence.....	49
6.2 Příklad výpočtu a výsledky vlastní frekvence.....	51
6.3 Návrh rychlostního profilu.....	53
7 Srovnání možností pohonu	57
8 Závěr	60
Seznam použité literatury.....	61
Seznam příloh	63

Seznam použitého značení

Značka	Název	Rozměr
a	délka horní platformy	[m]
b	vzdálenost ložiskového domku od kraje horní platformy	[m]
B	rozteč ok hydromotoru	[m]
C	rameno silové dvojice	[m]
d	průměr pístnice	[m]
D	průměr pístu	[m]
D_e	ekvivalentní průměr potrubí	[m]
f_0	vlastní frekvence hydromotoru	[Hz]
F	zatěžující síla hydromotoru	[N]
F_{\max}	maximální zatěžující síla hydromotoru	[N]
F_N	jmenovité zatížení plošiny	[N]
h	zdvih plošiny	[m]
h_{roz}	délka rozběhu mechanismu	[m]
H	síla zatěžující dvojici hydromotorů	[N]
i	převodový poměr mechanismu	[1]
k	tuhost hydromotoru	[N·m]
k_1	tuhost objemu V_1 hydromotoru	[N·m]
k_2	tuhost objemu V_2 hydromotoru	[N·m]
K	modul pružnosti oleje	[Pa]
l_e	ekvivalentní délka potrubí	[m]
l_{red}	redukovaná délka	[m]
m_{red}	redukovaná hmotnost	[kg]

n	počet hydromotorů mechanismu	[1]
n_{el}	otáčky elektromotoru	$[s^{-1}]$
P_{el}	výkon elektromotoru	[W]
Q_1	průtok pro jeden hydromotor	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
Q_{hp}	tíha horní platformy	[N]
Q_{rex}	tíha vnějšího ramene	[N]
Q_{rin}	tíha vnitřního ramene	[N]
Q_z	průtok ze zdroje kapaliny	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
R_1	reakční síla v ložiskovém domku horní platformy	[N]
R_2	reakční síla v pojezdové kladce horní platformy	[N]
R_3	reakční síla v pojezdové kladce dolní platformy	[N]
R_4	reakční síla v ložiskovém domku dolní platformy	[N]
R_5	reakční síla ve středovém čepu	[N]
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
S_1	plocha pístu	$[m^2]$
S_2	plocha mezikruží	$[m^2]$
t_{min}	minimální doba rozběhu	[s]
t_r	doba rozběhu	[s]
T_{opt}	časová konstanta pro optimální rozběh	[s]
v	rychlost kapaliny v potrubí	$[m \cdot s^{-1}]$
v_m	rychlost zdvihu mechanismu	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{max}	maximální rychlost pístnice	$[m \cdot s^{-1}]$
v_p	rychlost vysouvání pístnice	$[m \cdot s^{-1}]$
V_1	objem plné strany pístu	$[m^3]$

V_2	objem mezikruží	[m ³]
V_g	geometrický objem	[m ³]
V_{p1}	objem potrubí na stranu plné plochy pístu	[m ²]
V_{p2}	objem potrubí na stranu mezikruží pístu	[m ²]
x_{star}	počáteční poloha pístnice	[m]
X	rozteč ok ramen mechanismu	[m]
z_{max}	maximální zdvih hydromotoru	[m]
Z	vysunutí pístnice	[m]
α	úhel horní platformy vůči ramenu	[°]
η_c	celková účinnost	[1]
λ	třecí součinitel	[1]
ρ	hustota oleje	[kg·m ⁻³]
ϑ	kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]
Δp_z	tlak zdroje kapaliny	[Pa]
Δp_r	tlakový spád na rozvaděči	[Pa]
Δp_{Mmax}	maximální tlakový spád na hydromotoru	[Pa]
Δp_e	ekvivalentní tlaková ztráta	[Pa]

Pozn.: Jednotky uvedených fyzikálních veličin jsou uvedeny jako základní. Případný jiný rozměr veličiny je v textu, či v tabulkách uveden.

Úvod

Nůžkové plošiny jsou velice používaným mechanismem, kde potřebujeme při relativně malém zástavbovém rozměru dosáhnout značného zdvihu a nosnosti.

Tyto zdvihací zařízení jsou používána ve všech odvětvích. Ať už se jedná o plošiny pro vozíčkáře, zdvihací stoly pro divadelní techniku, výtahy pro přepravu osob nebo speciální aplikaci uvedenou v této diplomové práci, která je určena pro zdvih návěsu kamiónu.

Zadání pro tuto diplomovou práci dodala ostravská firma OCHI-Inženýring, spol. s.r.o.

V následujících kapitolách je uveden postup řešení silového a kinematického rozboru, který slouží k dimenzi elektrohydraulického pohonu.

Kinematické schéma je řešeno v programu „Autodesk Inventor Professional 2014“, silový rozklad je řešen maticově metodou uvolňování, kdy výsledky jsou řešeny pomocí programu „Excel“. Výstupem kinematického rozboru je závislost rychlosti vysouvání pístnice vzhledem k velikosti zdvihu plošiny. Silový rozklad řeší hodnotu zatížení hydromotoru vzhledem k velikosti zdvihu plošiny.

Kapitola „Návrh hydraulického pohonu“ popisuje požadavky na funkčnost elektrohydraulického systému a podmínky provozu, dimenzování hlavních prvků mechanismu. Je zde uveden popis funkce navrženého elektrohydraulického systému a výpočet parametrů stěžejních prvků.

V další kapitole je uveden podrobný popis a zásady pro návrh hydraulického agregátu aplikované na použité řešení. Jako hydraulický agregát je zde uvedena konstrukce, která obsahuje nádrž a prvky na ní umístěné, ocelový rám s okapovou vanou a pohonnou jednotkou.

Předposlední kapitolou je posouzení dynamiky navrženého elektrohydraulického systému z hlediska vlastních frekvencí, a následný návrh rychlostního profilu pro uvedení mechanismu do provozu.

V poslední kapitole zadání je uvedeno porovnání navrženého pohonu s možnými alternativami.

Cílem práce je komplexní řešení nůžkové zvedací plošiny z hlediska kinematiky a silového rozboru, návrh elektrohydraulického pohonu, ověření jeho dynamiky včetně návrhu rychlostního profilu zdvihu a porovnání použitého řešení s vybranými variantami.

1 Nůžkové plošiny

Nůžkové plošiny jsou zdvihací mechanismy, sloužící k manipulaci s břemeny do požadované výšky. Tato výška je dána konstrukcí těchto mechanismů.

Základními částmi nůžkových mechanismů je horní, dolní platforma a samostatný nůžkový mechanismus, který obsahuje dva kloubové spoje a dva pojezdy. Dolní platforma může být realizována jako stacionární nebo mobilní.

Nůžkový mechanismus lze realizovat mnoha typy konstrukce. V práci bude uvedeno pouze řešení nůžkových zdvihacích mechanismů stacionárních.

1.1 Plošiny

Jednostupňové nůžkové plošiny

Jednostupňové řešení je nejjednodušším řešením nůžkové plošiny. Plošina se skládá z horní a dolní platformy a dvou ramen mechanismu. Tato konstrukce se používá pro standardní poměry zdvihu vůči rozměrům horní platformy. Uvedená varianta bude použita při řešení diplomové práce.



Obr. 1.1 Jednostupňová nůžková plošina [1]

Vícestupňové nůžkové plošiny

Jsou řešeny obdobně jako jednostupňové plošiny. Rozdíl je v použití většího počtu ramen mechanismu. Konstrukce je používána například u montážních plošin, kde je potřeba velkých zdvihů mechanismu.



Obr. 1.2 Vícestupňová nůžková plošina [1]

Vícenásobné nůžkové plošiny

Skládají se opět z horní a dolní platformy, ale z více nůžkových mechanismů umístěných mezi horní a dolní platformou. Tato konstrukce se realizuje u dlouhých horních platforem, a poměrně nízkých zdvihů, kde potřebujeme zvedat dlouhá břemena.



Obr. 1.3 Vícenásobná nůžková plošina [2]

Kombinace vícenásobných a vícestupňových konstrukcí

Toto řešení je velice atypické a velmi vzácně používáno. Konstrukce mechanismu je kombinací dvou předchozích řešení, slouží ke zdvihu velkých břemen o značných zdvizích.



Obr. 1.4 Kombinace řešení [3]

1.2 Pohony nůžkových plošin

Pohon a jeho umístění lze realizovat mnoha způsoby. Volba pohonu závisí na druhu použité energie, velikosti zatížení, velikosti zdvihu a provozních podmínkách.

Mechanický pohon

Je realizován pomocí pohybových šroubů (kuličkový, trapézový) a ruční páky. Používá se pro malé zatížení a v méně náročných aplikacích.

Elektromechanický pohon

Tento typ pohonu využívá přeměny elektrické energie na mechanickou. Nejčastěji je používáno elektrických lineárních aktuátorů, lze použít i rotační elektromotory v kombinaci s pohybovými šrouby.

Hydraulický pohon

Pro hydraulický pohon nůžkové plošiny se využívá lineárních hydromotorů. Lze použít hydromotory jednočinné nebo dvojčinné.

Výhodou použití jednočinného motoru je značná úspora rozsáhlosti potrubních rozvodů a s tím spojené snížení hydraulických ztrát, které mohou značně narůstat při provozu zařízení ve venkovním prostředí.

Výhoda použití dvojčinného hydromotoru spočívá ve větší tuhosti řízení mechanismu, kdy se píst upne mezi dva sloupce hydraulické kapaliny. Toto řešení se používá při realizaci přesnějších aplikací, kde je nutno dodržet přesnou polohu a rychlost řízení mechanismu.

1.3 Umístění pohonu

Pohon lze umístit různými způsoby. Tyto způsoby jsou proměnné vůči počátečním a konečným podmínkám. Umístěním pohonu lze docílit různých silových a rychlostních poměrů.

Vhodné umístění pohonu je nutno řešit vůči statickému kinematickému rozboru mechanismu a najít optimální umístění vůči použitému řešení.

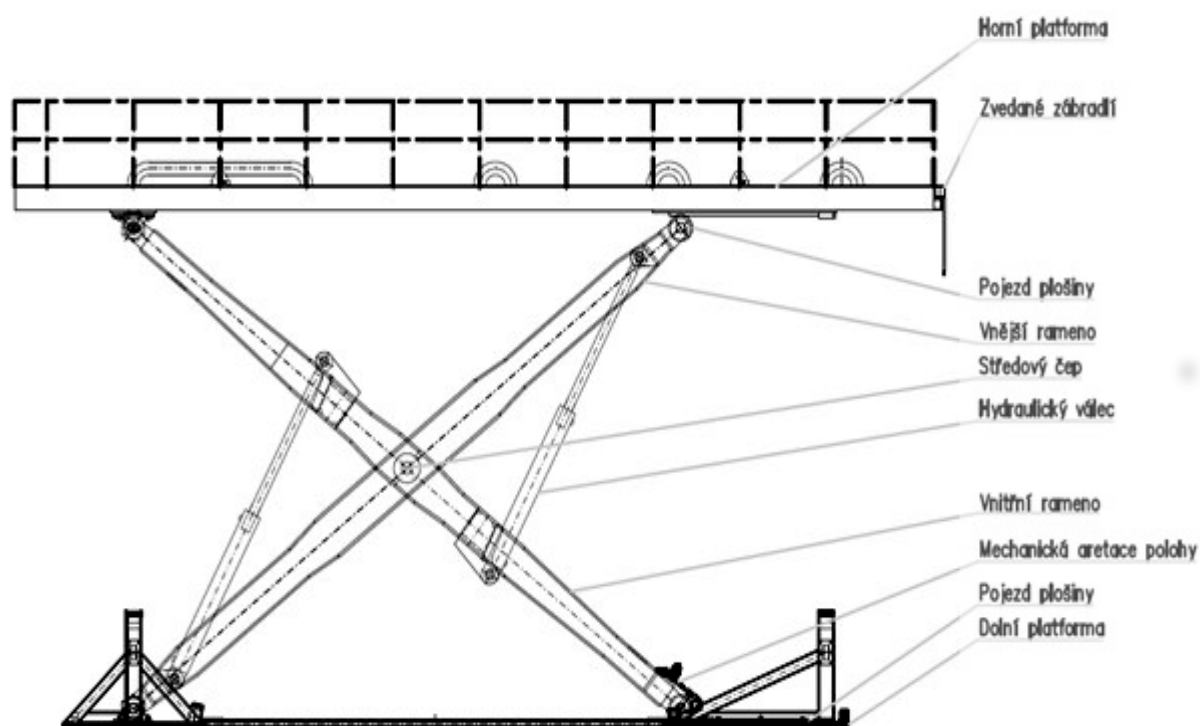
Pohony při zdvihu mechanismu lze zatěžovat na tah nebo tlak. Kinematické a silové poměry jsou poté pouze optimalizací umístění mezi rameny nůžkového mechanismu.

Umístění pohonu se řídí především jeho konstrukcí a zástavbovými rozměry zvoleného řešení.

Pro pohony elektromechanické využívající především aktuátorů je umístění elektromotoru a mechanického převodu dáno konstrukcí.

Pohony hydraulické jsou řešeny dle rozměrů hydraulického agregátu. Pro pohony malých mobilních plošin (např. pro vozíčkáře) je pohon umístěn v prostorech konstrukce, kdy agregát má malou nádrž a malé zástavbové rozměry. Pro aplikaci řešenou v této diplomové práci, a jí podobné se řeší umístění agregátu mimo zástavbový prostor, kdy agregát je umístěn např. v tlakové místnosti a kapalina do hydromotoru je dopravována potrubním rozvodem.

2 Konstrukce a zkoušky nůžkového mechanismu



Obr. 2.1 Nůžková plošina

Nůžková plošina

Zadaný nůžkový zdvihací mechanismus se skládá z pěti základních částí a dvou pomocných zařízení pro realizaci požadované funkce.

První hlavní částí je „dolní platforma“, která plní funkci upevnění plošiny v montážní jámě. Druhou a třetí hlavní částí jsou ramena nůžkového mechanismu, na které jsou upevněny lineární hydromotory, a ty tvoří hlavní čtvrtou část mechanismu. Poslední částí zařízení je horní platforma určena k uložení zvedaného břemene.

Prvním pomocným zařízením je aretace polohy zdvihu plošiny. Druhým je zvedané zábradlí pro zamezení vstupu osob před začátkem zdvihu plošiny.

2.1 Konstrukce

Dolní platforma

Dolní platforma se skládá ze čtyř kotvících plechů propojených obdélníkovým profilem, a z mechanických dorazů pro horní platformu realizovaných pomocí ocelové konstrukce.

Dolní platforma obsahuje pojezd dolních kladek vnitřního ramene. Pojezdy jsou realizovány pomocí materiálu „hardox 450“, který je otěruvzdorný, dobře svařitelný a houževnatý. Uložení vnějšího ramene je pomocí ložiskového domku, který umožňuje kloubové spojení.

Součástí dolní platformy jsou mechanické dorazy pro aretaci dvou poloh mechanismu.

Ramena

Ramena mechanismu jsou svařované, uzavřené, ocelové konstrukce, spojené pomocí středových čepů.

Spoj ramen pomocí středového čepu je realizován soudečkovými ložisky, která se mohou naklopit při deformaci, a zachycují velké axiální i radiální síly.

Na vnitřním rameni v dolní poloze je umístěn elektromechanický systém pro aretaci plošiny v požadovaných polohách, realizovaný pomocí elektrického lineárního aktuátoru a mechanického klínu.

Horní platforma

Horní platforma je ocelová konstrukce z tvarových profilů (UPE, IPE, I,...). Na horní části jsou umístěny pochozí rošty, které jsou šroubovány z důvodu snadné montáže, a pro případ servisních úkonů. Pro pojezd kol návěsu je na horní platformě umístěn „slzičkový“ plech.

V dolní části horní platformy je opět umístěn „hardox 450“, který slouží pro pojezd horní kladky vnějšího ramene, a také ložiskový domek umožňující kloubový spoj s vnitřním ramenem.

2.2 Zkoušení nůžkového mechanismu

Po výrobě a montáži zařízení je nutno ověřit správnou funkci mechanismu pomocí zkoušek. Průběh a popis zkoušky je převzat z normy „ČSN EN 1570+A2 - Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly“.[4]

Při zkouškách se nejdříve ověřuje správná činnost ovládání, ověří se funkčnost nouzového zastavení a dalších bezpečnostních prvků. Tento test se provádí za pomoci jednoho cyklu v nezatíženém stavu.

Po úspěšném cyklu bez zatížení se na horní platformu umístí jmenovité zatížení dle pokynů výrobce, a provede se jeden cyklus zdvihu, při kterém se sleduje maximální hodnota pracovního tlaku. Dále se zaznamenává doba úplného zdvihu a doba úplného klesání plošiny. Tato zkouška se provádí pro ověření parametrů při jmenovitém zatížení.

Následující test ověřuje tuhost plošiny, kdy se plošina ponechá zdvižená při jmenovitém zatížení po dobu 10 minut. Měří se a zaznamenává svislý pokles plošiny. Tento pokles nesmí být větší než 5 mm, čímž se ověří funkčnost blokovacího mechanismu.

Po provedení předešlých zkoušek dojde k zvýšení jmenovitého zatížení o 10%, provede se pracovní cyklus, a zaznamená se hodnota maximálního pracovního tlaku.

Plošina se zvedne do polohy s maximální hodnotou namáhání konstrukce, a dojde k přetížení plošiny o 25%. Tato zkouška je pouze statická, a nedochází při ní k pohybu mechanismu.

Po provedení všech předešlých zkoušek a odstranění zátěže na maximální hodnotu přetížení 10%, dojde k ověření funkčnosti prvku pro omezení přetížení plošiny. Po úspěšném provedení zkoušky dojde k uzamknutí zařízení pro blokaci přetížení.

Následuje odstranění zatížení a vizuální kontrola všech částí mechanismu z hlediska trvalých deformací a poškození.

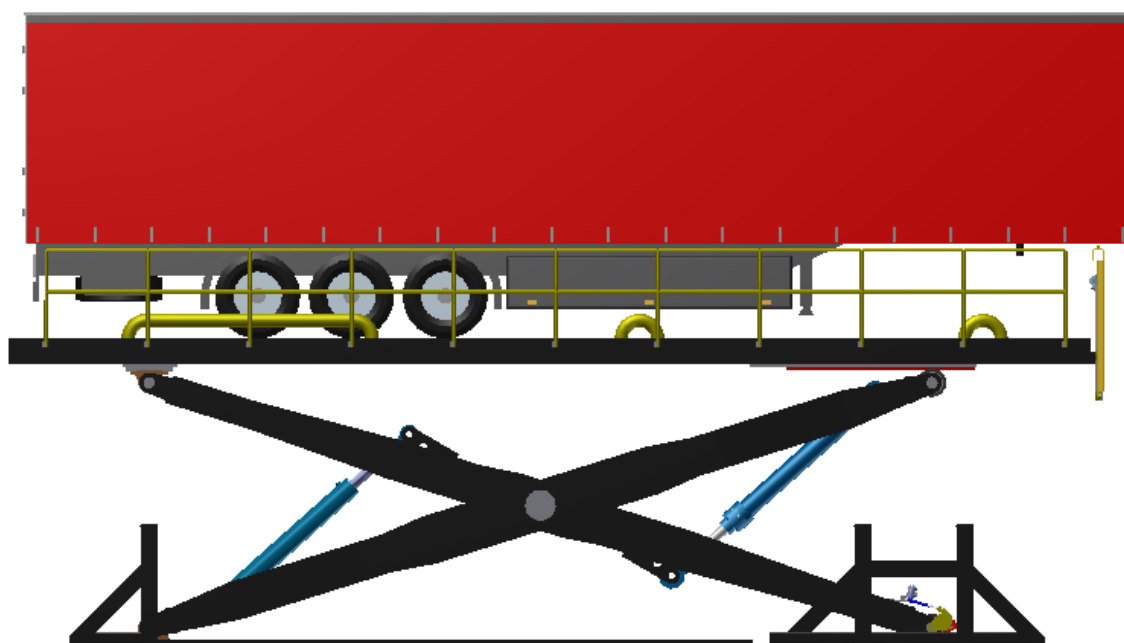
Ověří se dostatečná funkčnost blokovacích mechanismů (brzdící mechanismus, aretační, atd.) a celková funkčnost mechanismu. Po provedení posledních zkoušek je možno prokázat, že zařízení vyhovuje všem podmínkám.

3 Kinematické schéma a silový rozbor

Dle konstrukčního návrhu (Obr. 3.1), bylo odvozeno kinematické schéma a silový rozbor daného mechanismu. Ke zjištění potřebných parametrů pro návrh hydraulického pohonu.

Důležitými parametry pro návrh mechanismu byly síly zatěžující hydromotor a rychlosti vysouvání pístnice.

Z kinematického rozboru lze vyčíst potřebné parametry pro rozměrovou dimenzi hydromotoru a celkový zdvih plošiny. Ze silového rozboru lze určit potřebný průběh zatížení hydromotoru.



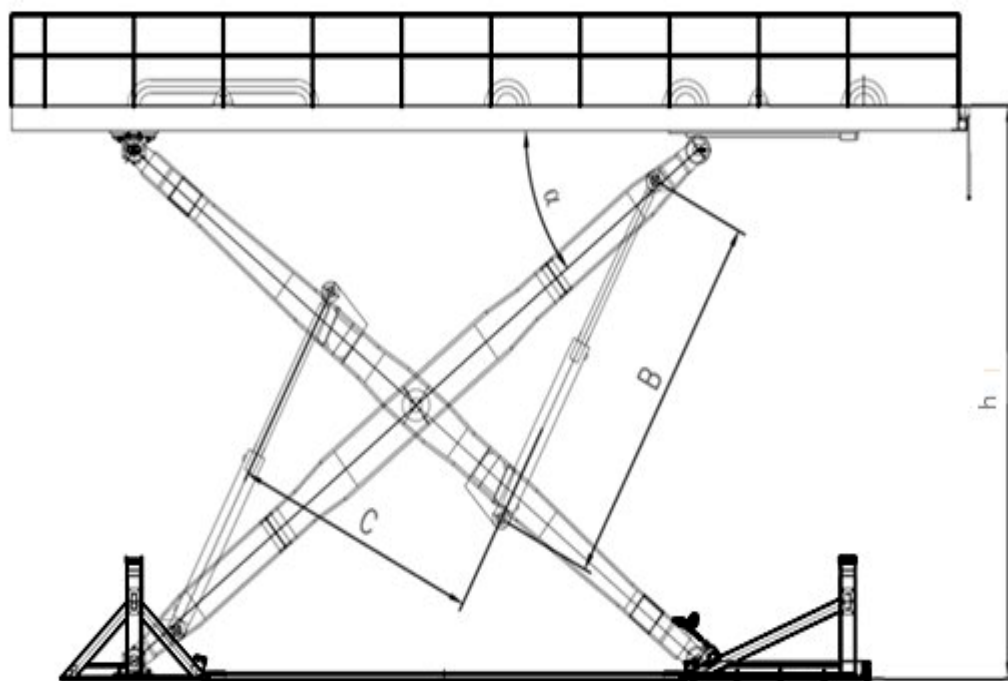
Obr. 3.1 Nůžková plošina s návěsem

3.1 Kinematické schéma

Pro vytvoření kinematického schématu a vytvoření závislosti rychlosti vysouvání pístnice na zdvihu plošiny byl použit program pro 3D navrhování a konstruování „Autodesk Inventor Professional 2014“. Byl vytvořen 3D model dle dodané dokumentace, a vytvořen náčrt pro odečítání požadovaných hodnot v rovině rovnoběžné na rovinu pohybu zdvihu plošiny.

Důležitými parametry (viz Obr. 3.2) pro zjištění kinematiky plošiny jsou zdvih mechanismu a rozteč ok hydromotoru „B“.

Během kinematického rozboru bylo důležité zjistit i parametry pro budoucí silový rozbor. Tyto parametry jsou rameno silové dvojice hydromotorů „C“, a úhel mezi horní platformou a nůžkami „ α “. Využití těchto parametrů bude vysvětleno v kapitole 3.2.



Obr. 3.2 Kinematické schéma

Kinematické schéma spočívá v rozboru výše uvedených rozměrů v jednotlivých polohách. Tyto polohy byly určeny základní polohou zdvihu plošiny ($h = 0$ mm).

Hodnoty dalších poloh mechanismu byly voleny. V nižší poloze byl krok volen menší, v průběhu zdvihu byla velikost kroku zvolena 480 mm, a v koncové poloze opět nižší krok (viz Tab. 3.1).

h [mm]	α [°]	C [mm]	B [mm]	Z [mm]	i [1]	v_p [m·s ⁻¹]
0	6,11	2337	2766	0	0,0	0,0000
10	6,16	2346	2767	1	8,9	0,0079
20	6,22	2354	2771	5	4,3	0,0164
600	9,56	2791	2921	155	3,9	0,0181
1080	12,34	3077	3064	298	3,6	0,0193
1560	15,16	3299	3221	455	3,4	0,0204
2040	18,01	3463	3390	623	3,3	0,0214
2520	20,91	3573	3568	802	3,1	0,0223
3000	23,87	3634	3754	988	3,0	0,0231
3480	26,9	3651	3947	1181	2,9	0,0237
3960	30,01	3626	4145	1378	2,9	0,0244
4440	33,22	3562	4346	1580	2,8	0,0249
4920	36,56	3460	4551	1784	2,8	0,0254
5130	38,06	3404	4641	1875	2,7	0,0256
5140	38,13	3401	4645	1879	2,7	0,0256
5150	38,2	3398	4649	1883	2,7	0,0256

Tab.3.1 Výsledky kinematického rozboru

Velikost vysunutí pístnice získáme odečtením počáteční vzdálenosti ok hydromotoru od aktuální vzdálenosti při určitém zdvihu mechanismu. Základní rozteč ok hydromotoru „ $B_o = 2766 \text{ mm}$ “, viz příklad výpočtu druhého řádku.

$$Z = B - 2766 = 2767 - 2766 = 1 \text{ mm} \quad (1)$$

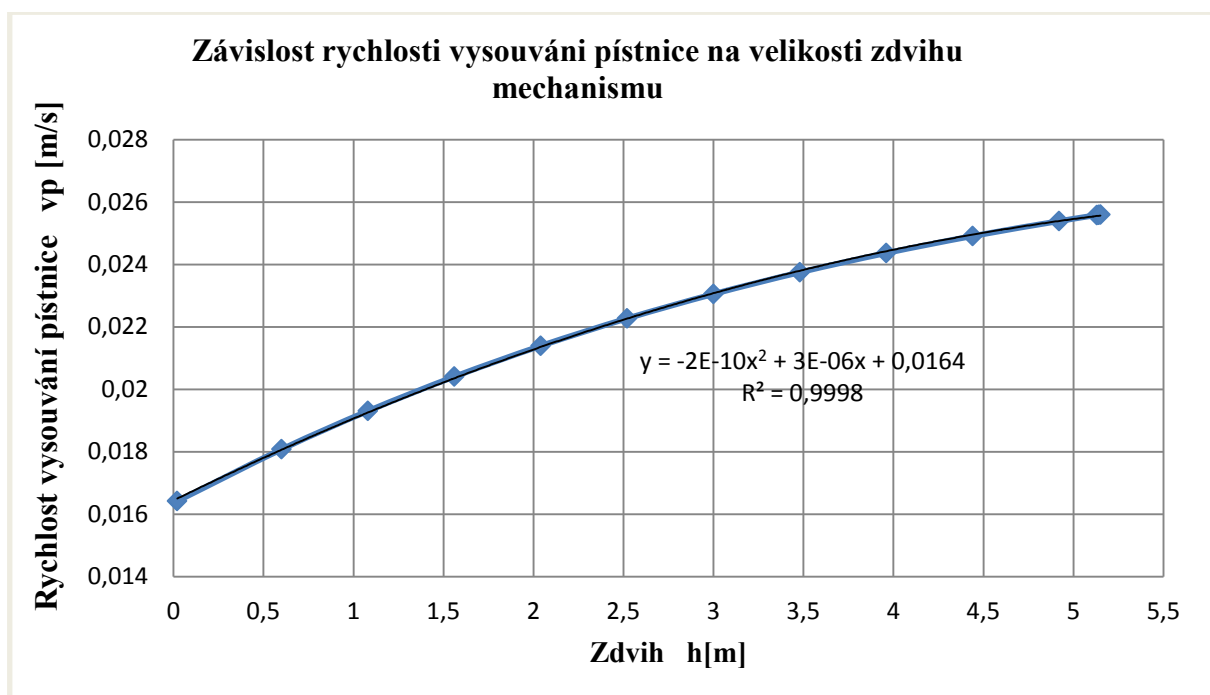
Ze získaných hodnot zdvihu plošiny a vysunutí pístnice můžeme stanovit převodový poměr mechanismu, který lze snadno využít k stanovení rychlosti vysouvání hydromotoru. Převodový poměr mechanismu je poměr velikosti zdvihu k velikosti vysunutí pístnice. Viz příklad výpočtu pro druhý řádek.

$$Z = \frac{h}{i} = \frac{10}{1,13} \cong 8,9 \quad (2)$$

Výstupem kinematického rozboru je závislost rychlosti vysouvání pístnice „ v_p “ na zdvihu „ h “. Tato závislost je rozhodující pro stanovení správného rychlostního profilu vysouvání pístnice. Závislost je uvedena na Obr. 3.3.

Rychlost vysouvání pístnice je dána podílem rychlosti zdvihu plošiny ($v_M=0,07 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) ku převodovému poměru. Viz příklad výpočtu rychlosti vysouvání pístnice pro druhý řádek.

$$v_p = \frac{v_M}{i} = \frac{0,07}{8,9} \cong 0,0079 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3)$$



Obr. 3.3 Závislost rychlosti vysouvání pístnice na zdvihu

Tato závislost bude dále využita ke stanovení rychlostního profilu vysouvání pístnice.

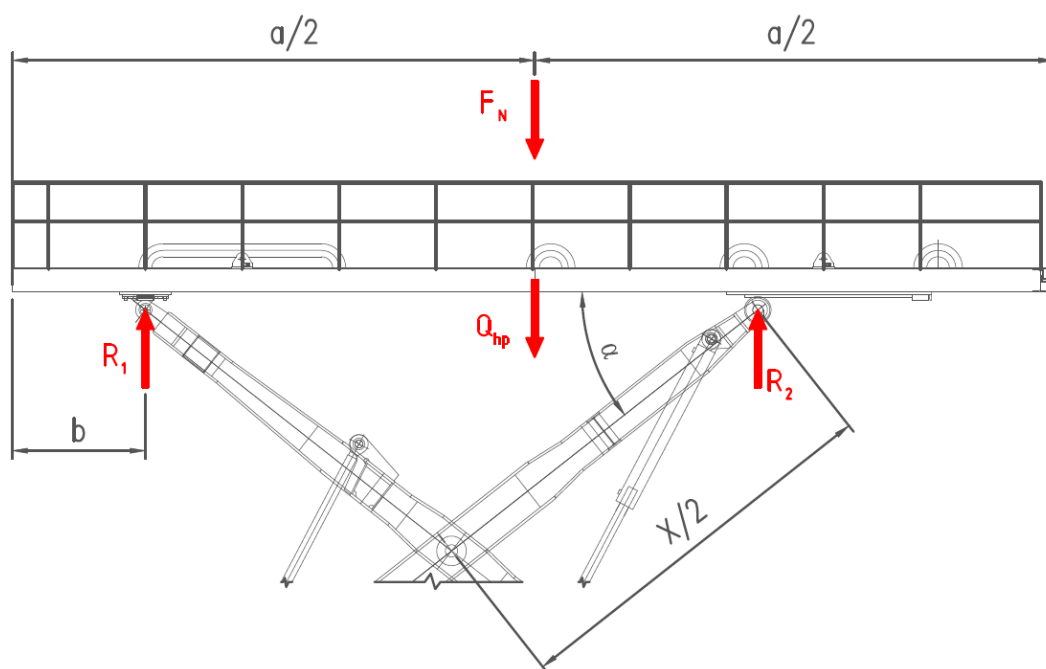
3.2 Silový rozbor mechanismu

Silový rozbor plošiny slouží ke stanovení zatížení hydromotoru a dimenzi dalších částí mechanismu. V práci bude uveden pouze výsledek hodnot zatížení hydromotoru.

Nejdříve je nutno stanovit zatížení plošiny a silový rozklad. Pro řešení bylo použito postupu uvolňovací metody, kdy je nejvhodnější výpočet rozdělit do dvou částí, a to nejdříve

uvolnit horní platformu, a posléze použít řešení dolní části. Horní platforma byla řešena přednostně z důvodu menšího počtu neznámých (viz Obr .3.4).

Horní platforma



Obr. 3.4 Rozklad horní části

K vyřešení neznámých „ R_1 “ a „ R_2 “ je nutno sestavit dvě rovnice o dvou neznámých. Při řešení jsou k dispozici čtyři rovnice- dvě rovnice sil a dvě rovnice momentů. Musíme vybrat rovnice, které nejsou lineárně závislé.

Soustavu rovnice je vhodné řešit maticově pomocí výpočtového programu (matlab, excel, atd.), protože je závislý na jednom parametru - úhlu α (viz Obr. 3.5). Maticový zápis viz rovnice (4). [5]

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 0 & \cos(\alpha) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_1(\alpha) \\ R_2(\alpha) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_n + Q_{hp} \\ (F_n + Q_{hp}) \cdot \frac{a - 2b}{2X} \end{bmatrix} \quad (4)$$

Kde jednotlivé veličiny znamenají:

R_1 neznámá reakční síla v ložiskovém domku horní platformy

R_2 neznámá reakční síla v pojezdové kladce horní platformy

- α úhel horní platformy s ramenem viz Tab.3.2
- F_N jmenovitá nosnost plošiny $F_N = 250$ kN, pro zkoušky a návrh +10%
- Q_{hp} tíha horní platformy $Q_{hp} = 120$ kN
- a délka horní platformy $a = 14,445$ m
- b vzdálenost ložiskového domku od kraje horní platformy $b = 2,142$ m
- X rozteč ok ramen $X = 10,057$ m

Výsledkem řešení jsou neznámé reakční síly „ R_1 “ a „ R_2 “, potřebné pro analýzu dolní části viz Tab. 3.2. Řešení bylo řešeno maticově pomocí Excelu v rastru řešení kinematického schématu z důvodu závislosti reakcí na parametru „ α “.

Dolní platforma

Po vyřešení horní části plošiny můžeme přejít ke složitějšímu řešení dolní části (viz Obr. 3.5). Řešení provedeme pomocí uvolnění ramen. Síly zatěžující vnější ramena jsou označeny černou barvou, síly zatěžující vnitřní ramena jsou označeny červeně.

K vyřešení silového rozboru je nutno sestavit čtyři rovnice pro neznámé síly „ R_1 “, „ R_2 “, „ R_2 “ a „ H “. V našem případě bude graficky vyhodnocena pouze síla „ H “, která udává velikost zatížení dvojice hydromotorů. Výsledná síla zatěžování hydromotorů bude tedy „ $H/2$ “.[5]

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & \frac{1}{2} & \frac{0}{L} \\ \cos(\alpha) & 0 & \frac{\cos(\alpha)}{2} & \frac{-c(\alpha)}{L} \\ 0 & 1 & \frac{-1}{2} & \frac{0}{L} \\ 0 & 0 & \frac{-\cos(\alpha)}{2} & \frac{c(\alpha)}{L} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_3(\alpha) \\ R_4(\alpha) \\ R_5(\alpha) \\ H(\alpha) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_1(\alpha) + Q_{RIN} \\ Q_{RIN} \cdot \frac{\cos(\alpha)}{2} \\ R_2(\alpha) + Q_{REX} \\ \left(R_2(\alpha) + \frac{Q_{REX}}{2}\right) \cdot \cos(\alpha) \end{bmatrix} \quad (5)$$

Kde jednotlivé veličiny znamenají:

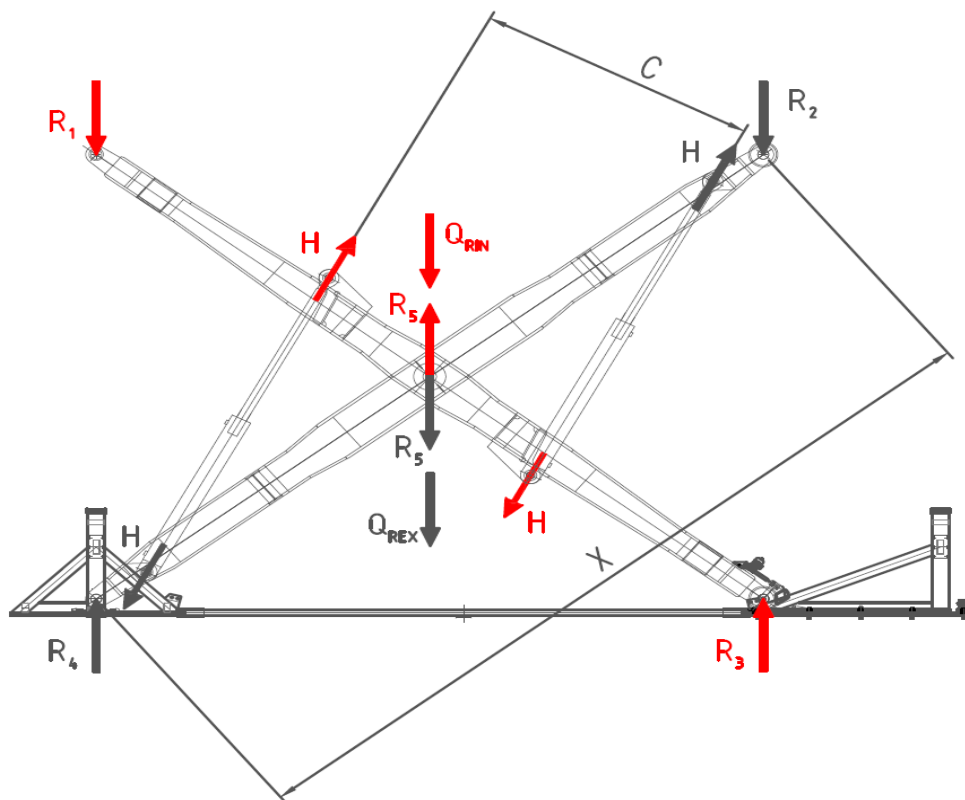
- R_3 neznámá reakční síla v pojezdové kladce dolní platformy
- R_4 neznámá reakční síla v ložiskovém domku dolní platformy
- R_5 neznámá reakční síla ve středovém čepu

H síla zatěžující dvojici hydromotorů

$c(\alpha)$ rameno momentu silové dvojice v závislosti na zdvihu viz Tab.3.2

Q_{rin} tíha vnitřního ramene $Q_{rin} = 70 \text{ kN}$

Q_{rex} tíha vnějšího ramene $Q_{rex} = 63 \text{ kN}$



Obr. 3.5 Rozklad dolní části

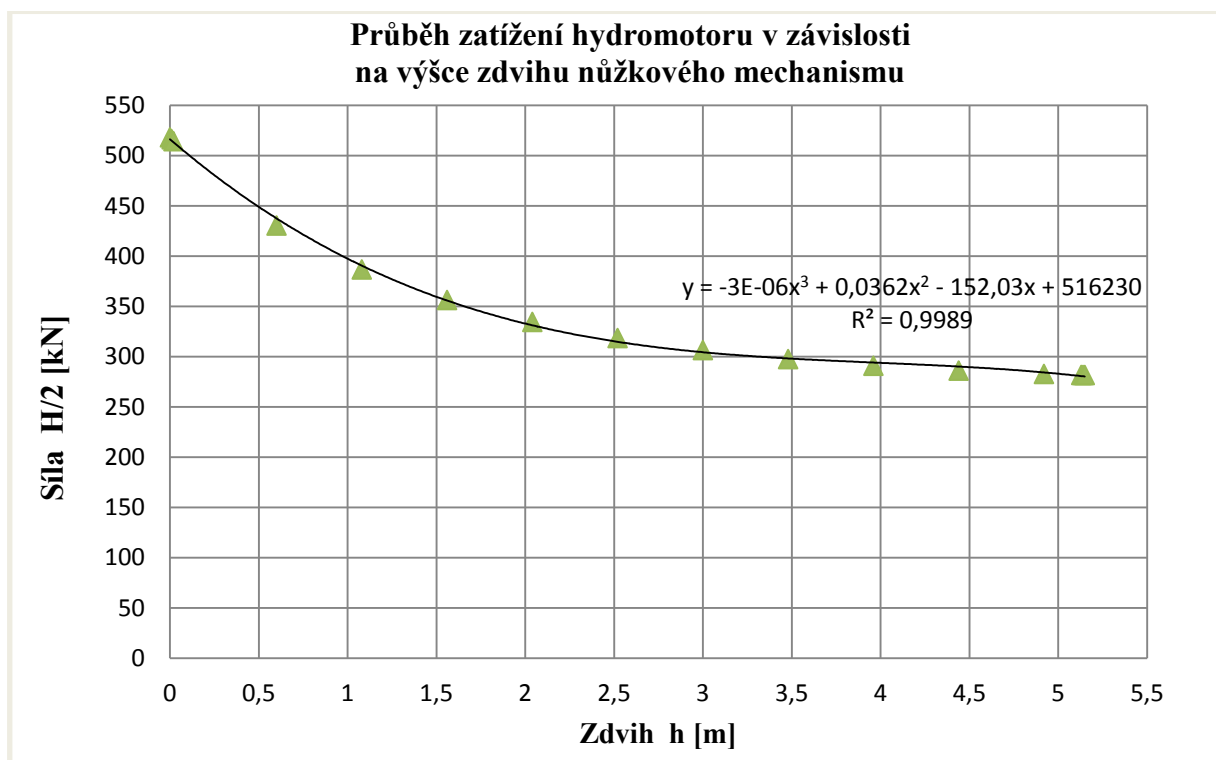
Výsledky výpočtu

Výstupem silového rozboru mechanismu je závislost síly zatěžující hydromotor na výšce zdvihu plošiny. Z této závislosti lze stanovit okamžité zatížení hydromotoru v různých polohách mechanismu. Tato závislost slouží ke stanovení potřebného tlaku na hydromotoru. Velikost síly zatěžující hydromotor je pro mechanické odpory navýšena o 5%. Závislost viz Obr. 3.6. Číselné vyhodnocení síly viz Tab. 3.2.

Průběh závislosti je způsoben převodovým poměrem nůžkového mechanismu, kdy zatěžující síla není konstantní.

h [mm]	α [°]	C [mm]	H/2 [N]
0	6,11	2337,392	518279
10	6,16	2345,83	516366
20	6,22	2354,238	514463
600	9,56	2790,663	430515
1080	12,34	3076,984	386805
1560	15,16	3299,41	356410
2040	18,01	3462,965	334582
2520	20,91	3572,91	318537
3000	23,87	3634,121	306575
3480	26,9	3650,738	297615
3960	30,01	3625,995	290957
4440	33,22	3562,135	286129
4920	36,56	3460,336	282808
5130	38,06	3403,915	281817
5140	38,13	3401,046	281784
5150	38,2	3398,161	281753

Tab. 3.2 Výsledky silového rozboru



Obr. 3.6 Závislost zatěžující síly hydromotoru na zdvihu

4 Návrh hydraulického pohonu

Hydraulický pohon je zařízení určeno k přenosu velkých sil (krouticích momentů) při zachování malých rozměrů zařízení. U těchto pohonů lze snadno regulovat všechny parametry (rychlost, krouticí moment, síla). Hydraulické pohony lze snadno chránit proti přetížení, lze uskutečňovat rychlé i velmi pomalé pohyby, a značnou výhodou je i pohon více zařízení jedním zdrojem energie. [6]

Funkční schéma a specifikace prvků viz příloha B,C.

4.1 Specifikace požadavků na hydraulický obvod

Požadavkem na provoz hydraulického pohonu je především dodržení zadané rychlosti a potřebného tlaku určené kinematickým a silovým rozbořem (viz kapitola 3.).

Dalším požadavkem na hydraulický obvod je zajištění bezpečnosti v případě havárie (výpadek elektrické energie, prasknutí hadice a podobně). Tento požadavek může být jistěn hydraulickým, mechanickým nebo elektrickým způsobem. V našem případě bude bezpečnost zajištěna především hydraulickým způsobem (ventilově). Agregát s řídicím blokem je umístěn v tlakové místnosti, kde bude udržovaná konstantní teplota 20°C, ale plošina bude provozována venku při teplotách od -30 do +40 °C.

Dalším požadavkem objednavatele je filtrační jednotka.

4.2 Skladba hydraulického obvodu

Hydraulický obvod se bude skládat z určitých bloků viz Obr. 4.1.



Obr. 4.1 Blokové schéma hydraulického obvodu

Hydromotor, bezpečnostní blok

Hydromotory slouží k pohonu nůžkového mechanismu, k překonání silových odporů a zajištění požadované rychlosti zdvihu.

Hydromotory jsou umístěny mezi vnitřním a vnějším ramenem.

Bezpečnostní blok slouží v případě havárie k zamezení nekontrolovatelného pádu plošiny a zabránění destrukce mechanismu plošiny při pádu.

Řídicí blok

Rychlost zdvihu plošiny musí být konstantní. Z důvodu určitého převodového poměru mechanismu mezi rychlostí vysouvání pístnice a rychlostí zdvihu plošiny je nutno zajistit regulaci průtoku do hydromotoru. Tuto regulaci zajišťuje právě řídicí blok.

Pohonná jednotka a hydraulický agregát

Tento blok slouží jako zdroj průtoku, tlaku, filtrace a shromáždění hydraulické kapaliny. Blok lze rozdělit na dvě stěžejní části: pohonnou jednotku a nádrž.

Nádrž slouží především k shromáždění hydraulické kapaliny, filtraci, uklidnění a ochlazení kapaliny.

Pohonná jednotka je zdrojem tlaku a průtoku pro řídicí blok, a po následné regulaci k pohonu nůžkového mechanismu.

4.3 Výpočet základních parametrů

Výpočet základních parametrů je rozhodující pro správnou volbu a dimenzi hydraulických prvků.

Výpočet průtoku potřebného pro hydromotor

Průtok je závislý na potřebné rychlosti vysouvání pístnice určené v kapitole 3. Průtok bude vypočten pouze pro maximální rychlost výsunu pístnice a plnou plochu pístu.

Maximální rychlost vysouvání pístnice určuje maximální průtok, který je potřebný pro pohon jednoho hydromotoru mechanismu viz Tab. 3.1.

$$Q_1 = v_{max} \cdot S_1 = 0,0256 \cdot \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} = 0,0008042 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (6)$$

$$= 48,26 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde jednotlivé veličiny znamenají:

v_{max} maximální hodnota vysouvání pístnice viz Tab.3.1

S_1 plocha pístu

Pro pohon všech hydromotorů průtok pro jeden hydromotor vynásobíme počtem hydromotorů.

$$Q_z = Q_1 \cdot n = 48,26 \cdot 4 = 193,04 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (7)$$

Kde jednotlivé veličiny znamenají:

Q_z průtok ze zdroje hydraulické kapaliny

Q_1 průtok potřebný pro jeden hydromotor

n počet hydromotorů mechanismu $n = 4$

Výpočet tlaku na hydromotoru

Výpočet potřebného tlaku k pohonu hydromotoru se odvíjí od potřebné síly k pohonu mechanismu. Výpočet potřebné síly pro hydromotor je realizován v kapitole 3.

Velikost hydromotoru předběžně určíme a dopočteme potřebný tlak. Velikost hydromotoru navrhují 200/150 - 1950.

Tlak počítáme pouze pro zdvih mechanismu (plnou plochu pístu), spouštění bude realizováno především pomocí vlastní tíhy plošiny.

Zdvih hydromotoru je určen konstrukcí nůžkového mechanismu.

$$\Delta p_{Mmax} = \frac{F_{max}}{S_1} = \frac{518279,2}{\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4}} = 16\,497\,339 \text{ Pa} = 16,5 \text{ MPa} \quad (8)$$

Kde jednotlivé veličiny znamenají:

F_{\max} maximální hodnota zatížení hydromotoru viz Tab.3.2 (H/2)

S_1 plocha pístu

Tlaková ztráta potrubních rozvodů

Tlaková ztráta ve vedení je určena pomocí ekvivalentní délky, obsahující místní i třecí ztráty. Tato ekvivalentní délka je určena zadáním, hodnota je pouze orientační. Potrubní rozvod bude uzpůsoben podmínkám stavby.

Tlaková ztráta v potrubí je potřebná k určení celkového tlaku hydraulického agregátu. Ekvivalentní délka potrubí je zadána „ $l_e=28 \text{ m}$ “ pro průměr potrubí „ $D_e=26 \text{ mm}$ “.

Výpočet je pouze orientační, ale pro potřebu přibližného určení tlakové ztráty dostačující. Předběžně uvažuji viskozitu oleje $33,2 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Nejdříve určíme Reynoldsovo číslo. [7]

$$Re = \frac{v \cdot D_e}{\vartheta} = \frac{\frac{Q}{\pi \cdot D_e^2} \cdot D_e}{\frac{4}{\pi \cdot 0,026^2}} = \frac{0,003217}{0,0000332} = 4745,15 \quad (9)$$

Kde jednotlivé veličiny znamenají:

v rychlost kapaliny v potrubí o průměru „ D_e “

ϑ kinematická viskozita hydraulického oleje

D_e průměr potrubí

Vypočteme třecí součinitel např. dle Blasiusa. [7]

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{4745,15}} = 0,0381 \quad (10)$$

Kde jednotlivé veličiny znamenají:

λ třecí součinitel

V posledním kroku vypočteme přibližnou hodnotu tlakové ztráty. [7]

$$\Delta p_e = \lambda \cdot \frac{l_e}{D_e} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho = 0,0381 \cdot \frac{28}{0,026} \cdot \frac{6^2}{2} \cdot 872 = 644\,019 \text{ Pa} \quad (11)$$

Kde jednotlivé veličiny znamenají:

v rychlost kapaliny v potrubí o průměru „ D_e “

λ třecí součinitel

D_e průměr potrubí

l_e délka ekvivalentního potrubí

ρ hustota hydraulického oleje

Tlak dodávaný hydraulickým agregátem

Celkový tlak zdroje určíme součtem tlakových spádů na jednotlivých prvcích (hydromotory, hydraulické ztráty ve vedení a ztráty na proporcionálním rozvaděči atd.).

Ze závislostí v kapitole 3 (Obr. 3.3, Obr. 3.6) lze vyčíst, že rychlost vysouvání pístnice a tlak potřebný k pohonu hydromotoru jsou proměnné s výškou zdvihu plošiny. Z tohoto důvodu lze použít mnoho způsobu řízení.

Pro tuto aplikaci bude použito řešení tlakové a průtokové regulace, kdy přebytečný průtok bude regulován pomocí proporcionálního rozvaděče.

Z tohoto důvodu započteme i tlakovou ztrátu na proporcionálním rozvaděči, kdy předběžně pro řízení od $60 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ do $200 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ ji zvolíme $\Delta p_r = 2 \text{ MPa}$.

Výpočet zdroje tlaku je tedy prostým součtem tlakových spádů.

$$\Delta p_z = \Delta p_r + \Delta p_e + \Delta p_{Mmax} = 2 + 0,65 + 16,5 = 19,15 \text{ MPa} \quad (12)$$

Pro dostatečnou rezervu, provoz zařízení v arktických podmínkách, rezervy na dynamiku mechanismu a spotřebu ostatních zanedbaných prvků volím tlak na zdroji $\Delta p_z = 25 \text{ MPa}$.

4.4 Návrh hlavních prvků

Návrh hydrogenerátoru

Geometrický objem a typ hydrogenerátor navrhne s ohledem na dodržení průtokové podmínky $Q_z=193,04 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, při otáčkách elektromotoru, které volím $1480 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ a tlakové podmínky.

$$V_g = \frac{Q_z}{n_{el}} = \frac{193,04}{\frac{1480}{60}} = 0,00013 \text{ m}^3 = 130 \text{ cm}^3 \quad (13)$$

Kde jednotlivé veličiny znamenají:

Q_z průtok ze zdroje hydraulické kapaliny

n_{el} otáčky elektromotoru

Z tlakové podmínky 250 bar a podmínky velikosti geometrického objemu volím hydrogenerátor **A10VSO140DFR1/31R-PPB12N00**, s geometrickým objemem $V_g=140 \text{ cm}^3$ s tlakovou a průtokovou regulací výrobce BOSCH-REXROTH. [8]

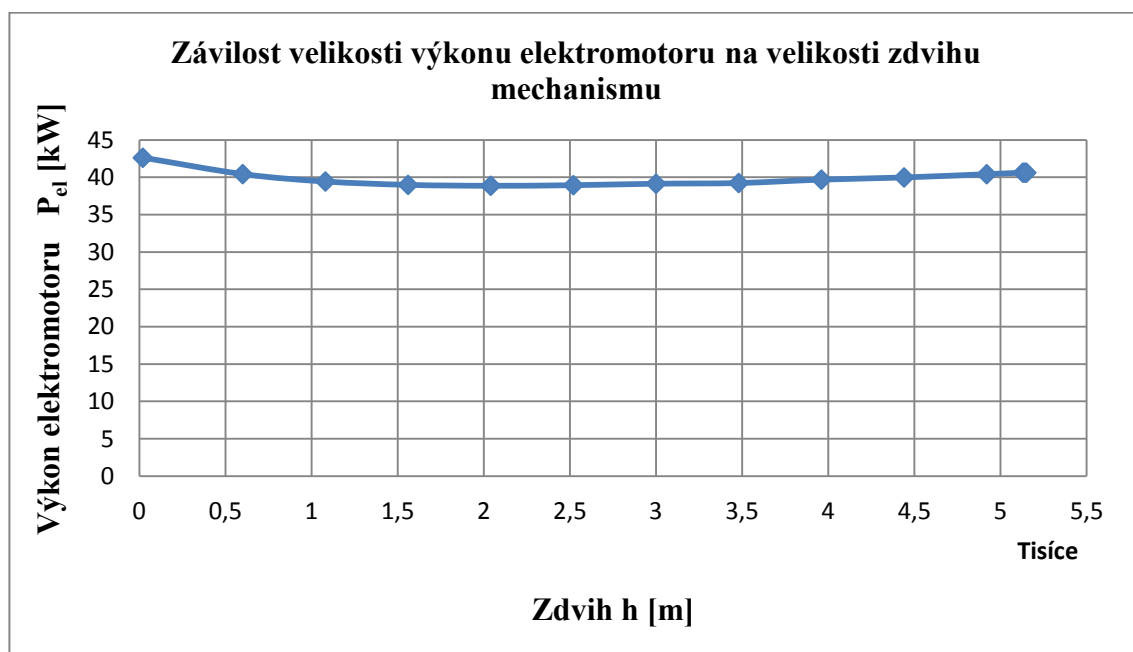
Návrh elektromotoru

Při návrhu elektromotoru musíme vycházet z podmínky pro dodržení dostatečnou velikosti výkonu k pohonu hydrogenerátoru.

Z kinematického a silového rozboru lze vyčíslit, že maximální hodnoty průtoku a tlaku se nikdy nesetkají. Z tohoto důvodu byla z hodnot vyřešených v kapitole 3 stanovena závislost elektrického výkonu mechanismu na zdvihu viz Obr. 4.2, Tab. 4.1.

h [mm]	H/2 + 5% [N]	v_p [m · s ⁻¹]	Q_z [dm ³ ·min ⁻¹]	Δp_z [Pa]	P_{el} [W]
0	518279,2	0	0	19141358	0
10	516366,5	0,0079	59,4	19080475	20589
20	514463,9	0,0164	123,6	19019914	42606
600	430515,1	0,0181	136,2	16347740	40416
1080	386805,7	0,0193	145,8	14956427	39428
1560	356410,2	0,0204	153,6	13988908	38979
2040	334582,4	0,0214	161,4	13294108	38859
2520	318537,4	0,0223	168	12783379	38938
3000	306575,6	0,0231	174	12402623	39133
3480	297615,2	0,0237	178,8	12117405	39227
3960	290957,2	0,0244	184,2	11905474	39679
4440	286129,7	0,0249	187,8	11751810	39969
4920	282808,9	0,0254	191,4	11646106	40405
5130	281817	0,0256	193,2	11614533	40613
5140	281784,7	0,0256	193,2	11613505	40609
5150	281753,3	0,0256	193,2	11612505	40606

Tab. 4.1 Hodnoty výpočtu výkonu elektromotoru



Obr. 4.1 Průběh výkonu elektromotoru

Příklad výpočtu je uveden níže pro poslední řádek průběhu. První dva řádky nejsou vyhodnoceny správně, důvodem je nepřesné zaokrouhlování hodnot při statickém posudku a nulový průtok v základní poloze.

Celkovou účinnost hydrogenerátoru volím $\eta_c=0,92$, účinnost spojky zanedbáváme.[11]

$$P_{el} = Q_z \cdot \Delta p_z \cdot \frac{1}{\eta_c} = v_p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (\Delta p_m + \Delta p_r + \Delta p_e) \cdot \frac{1}{\eta_c} = \quad (14)$$

$$= Q_z \cdot \left(\frac{F}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} + \Delta p_r + \Delta p_e \right) \cdot \frac{1}{\eta_c}$$

$$= \frac{193,2}{60000} \cdot \left(\frac{281753,3}{\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4}} + 2000000 + 644019 \right) \cdot \frac{1}{0,92} = 40\,606\,W = 41kW$$

Kde jednotlivé veličiny znamenají:

Q_z průtok ze zdroje hydraulické kapaliny

Δp_z tlak zdroje kapaliny

η_c celková účinnost hydrogenerátoru

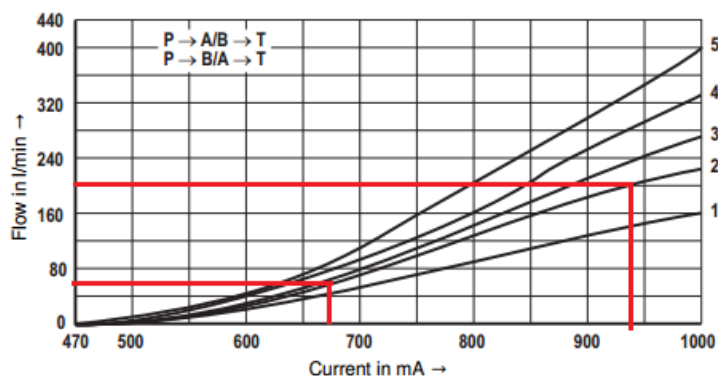
Volím elektromotor FCMP 225 M-4, 45kW, 1480 min⁻¹, IMB35, 225M, 400V, 50Hz výrobce AC MOTOREN. [5]

Návrh proporcionálního rozvaděče

S ohledem na maximální průtok a tlak hydraulického systému a řízení průtoku od 60 dm³·min⁻¹ do 200 dm³·min⁻¹ volím proporcionální rozvaděč **4WRZE** 16E-150-7X/6EG24N9EK**31**/A1D3M se šoupátkem tvaru „E“. Řídicí rozsah pro zvolený tlakový spád viz obr. 4.3.[9]

Ordering code 150: Flow

- 1 $\Delta p = 10$ bar constant
- 2 $\Delta p = 20$ bar constant
- 3 $\Delta p = 30$ bar constant
- 4 $\Delta p = 50$ bar constant
- 5 $\Delta p = 100$ bar constant



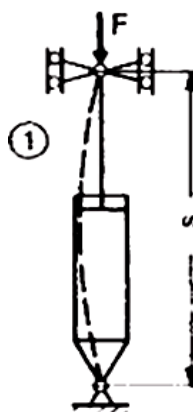
Obr. 4.3 Řídící rozsah [9]

Návrh lineárního hydromotoru

Návrh hydromotoru je určen konstrukcí nůžkového mechanismu a výpočtem v kapitole 4.3, z čehož vyplývá zdvih 1950 mm a průměr pístu a pístnice 200/125.

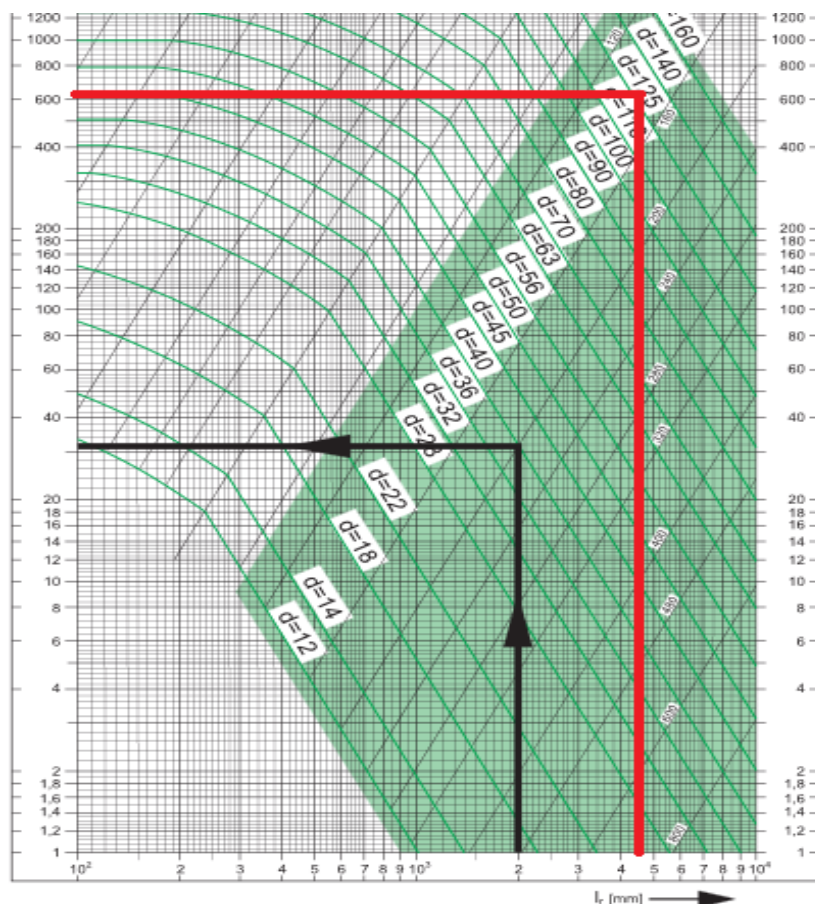
Hydromotor bude z důvodu požadavku atypických zástavbových rozměrů zakázkovým výrobkem firmy HYDRAULICS Sehradice, svařované konstrukce „ZH2“ bez tlumení v koncových polohách.

Hydromotor bude ověřen na vzpěr dle katalogu výrobce. Bude se jednat o svařovanou konstrukci s naklápěcími oky. Dle uchycení hydromotoru určíme „ l_{red} “ v případě uchycení mezi dvěma oky se jedná o Eulerův případ č. 2 viz Obr. 4.4.[10]



Obr. 4.4 Určení případu vzpěru [10]

Po určení „ $l_{red}=4650 \text{ mm}$ “, která je v našem případě rovna vzdálenosti mezi oky při úplném zdvihu plošiny, kdy jde o nejnepříznivější případ. Síla při plném zdvihu je rovna „ $F=281\,753 \text{ N}$ “.[10]



Obr .4.5 Určení dovolené síly [10]

Vynesením „ l_{red} “ v grafu uvedeném v katalogu výrobce (Obr. 4.5) vzhledem k průměru pístnice určíme dovolené zatížení, v našem případě přibližně 600 kN, což odpovídá více než dvojnásobku našeho zatížení. Z této skutečnosti můžeme prohlásit, že navržený hydromotor vyhovuje všem podmínkám.

Návrh nádrže

Velikost nádrže se určuje empiricky násobkem maximálního minutového průtoku.[11]

$$Q_N = (2 \div 4) \cdot Q_{max} = 3 \cdot 193,04 = 573 \text{ dm}^3 \quad (15)$$

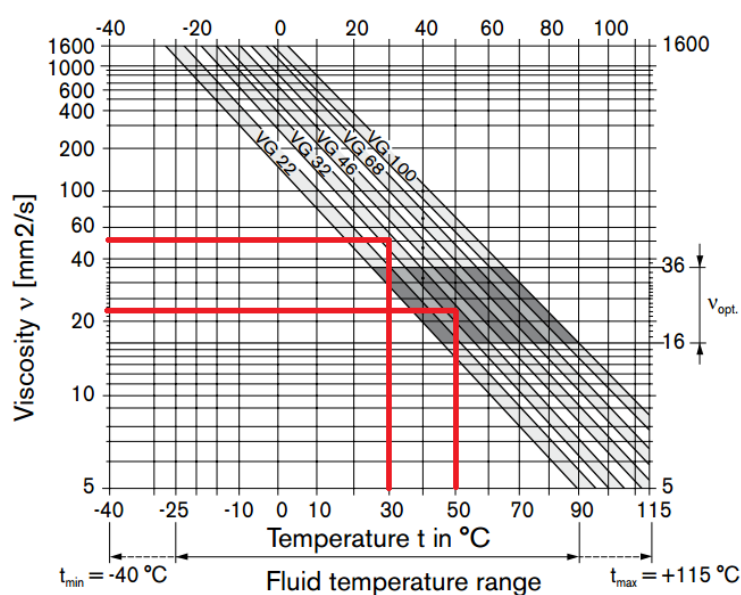
Volím nádrž o velikosti 630 dm^3 svařované konstrukce viz kapitola 5.

Návrh hydraulické kapaliny

Z důvodu žádných speciálních požadavků na hydraulickou kapalinu bude použit minerální olej.

Teplota při startu mechanismu je minimálně 20°C , ale rozběh pohonné jednotky bude při 30°C , provozní teplota 50°C . Optimální viskozita pro provoz hydrogenerátoru $16\text{-}36 \text{ mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$, krátkodobě minimální $10 \text{ mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$ a maximální viskozita $1000 \text{ mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$.

Za těchto podmínek volím minerální olej HLP ISO VG32. [8]



Obr. 4.6 Závislost kinematické viskozity oleje na teplotě [8]

Dle viskózní křivky pro olej ISO VG32 odpovídá startovací viskozitě hodnota přibližně $50 \text{ mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$ a provozní viskozita hodnotě přibližně $22 \text{ mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$. Viskozitní index 146. [8],[12]

4.5 Návrh funkčního schématu

V této kapitole bude z důvodu obsáhlosti obvodu uveden pouze popis jednotlivých funkcí stěžejních komponent obvodu. Označení prvků v popisu se řídí specifikací prvků viz příloha C, a funkčním schématem viz příloha B.

Nádrž a komponenty umístěné na nádrži

Nádrž (1.001) slouží jako zásobník, chladič a prostor pro uklidnění hydraulického oleje.

Na nádrži jsou z čelní strany umístěna čistící víka (1.003) pro servisní úkony uvnitř nádrže. Vedle servisního víka je umístěn „stavoznak“ (1.004) pro optickou kontrolu výšky hladiny v nádrži.

Z levé strany nádrže jsou umístěna dvě topná tělesa (1.012) pro přehřev kapaliny před rozběhem mechanismu.

Na víku nádrže jsou umístěny průchodky pro připojení odpadních vedení na odpadní stranu nádrže. Je zde umístěn vzduchový filtr (1.005) sloužící k „odvzdušnění“ nádrže a zároveň slouží jako nalévací otvor. Snímač hladiny (1.010) sloužící k hlídání stavu hladiny oleje během provozu, který slouží k zabránění poklesu hladiny pod minimální úroveň. Na víku je umístěn i termostat (1.008), který hlídá teplotu oleje, aby nedocházelo k jejímu přehřívání.

Na samostatném víku je umístěna filtrační jednotka (1.030-1.038) sloužící k filtraci oleje ze špinavé strany na čistou stranu.

Pod nádrží je umístěna sací příruba (1.079) pro připojení klapky (1.015) a kompenzátoru (1.080), který vykrývá výrobní nepřesnosti a tlumí vibrace pohonné jednotky. Sací klapka slouží k uzavření nádrže při nutnosti demontáže sacího potrubí. Ve spodní stěně nádrže je umístěn i výpustný otvor.

Pohonná jednotka

Pohonná jednotka je zdrojem tlaku a průtoku pro celý systém.

Skládá se z elektromotoru (1.070), držáku hydrogenerátoru (1.071), spojky (1.072) a samotného hydrogenerátoru (1.073), kdy elektromotor je zdrojem energie pro pohon hydrogenerátoru.

Samotný hydrogenerátor obsahuje DFR1 regulaci, která je realizována pomocí ventilů. Na hydrogenerátor je připojen pojistný blok „DBAW 30“ (1.075), který odlehčuje hydrogenerátor při startu nebo při době, kdy není potřeba tlaku a průtoku kapaliny pro provoz mechanismu. Tento pojistný blok obsahuje pojistný ventil nastavený na 250 bar, který se aktivuje při provozu mechanismu. Na pojistném bloku hydrogenerátoru jsou umístěny měřicí

přípojky (1.089) pro snímání tlaku. Za hydrogenerátorem je umístěn tlakový filtr (1.093) pro filtraci oleje a následnou ochranu řídicího bloku před nečistotami.

Řídicí blok

Řídicí blok slouží k řízení průtoku kapaliny do hydromotoru. Průtok je řízen pomocí proporcionálního rozvaděče 4WRZE (2.005), dle požadavků rychlostního profilu uvedeného v kapitole 6.3.

Ve větvi „A“, jdoucí z proporcionálního rozvaděče, je umístěn logický ventil LC 16 (2.008) sloužící jako bezpečnostní hydraulická brzda. Logický ventil je ovládaný pomocí sedlového ventilu (2.010), který otevírá nebo uzavírá logický ventil dle potřeb provozu mechanismu, tj. v případě potřeby pohybu pístnice se logický ventil otevře, v případě potřeby zastavení mechanismu logický ventil uzavřeme.

Ve větvi „B“ je umístěn redukční ventil (2.013) pro směr plnění mezikruží. Pro směr vypouštění prostor mezikruží je určen obtok v tomto redukčním ventilu. Redukční ventil je umístěn v této větvi z důvodu, že při spouštění plošiny nemusíme využívat plného tlaku agregátu, jelikož plošina bude do dolní polohy hnána především vlastní tíhou. Větev je tedy chráněna pojistným ventilem (2.014) nastaveným na 80 bar. Při využití plného tlaku by mohlo dojít během aretace k destrukci aretačního zařízení.

Bezpečnostní blok

Bezpečnostní blok musí být umístěn co nejbližší hydromotoru, ideálně přímo na hydromotoru. V žádném případě nesmí být mezi hydromotorem a bezpečnostním blokem umístěna hadice, v tomto případě by bezpečnostní blok ztratil svou funkci.

Bezpečnostní blok se skládá ze dvou různých ventilů. Prvním ventilem je pádový ventil (3.004), který se nastavuje na 1,5 násobek průtoku. V případě selhání aretační techniky nebo výpadku tlaku v hydraulickém obvodu (např. prasknutí hadice) dojde k zamezení volnému pádu plošiny. Druhým ventilem je solenoidový ventil (3.005) NC (bez proudu zavřeno), který se v případě výpadku elektrické energie mechanicky (pružinou) uzavře a zabráni pádu plošiny. Na bezpečnostním bloku je umístěn tlakový snímač pro sledování hodnoty tlaku v hydromotoru.

Popis funkce obvodu

Obvod slouží ke konstantnímu zdvihu plošiny, tj. reguluje rychlost vysouvání pístnice tak, aby výsledný pohyb plošiny byl konstantní. Rychlostní profil vysouvání pístnice viz kapitola 6.3. Obvod je dimenzován pro nosnost mechanismu 27,5 kN (10% přetížení).

Při startu hydraulického systému je proporcionální rozvaděč (2.005) v základní poloze a pojistný ventil pojistného bloku (1.075) je odlehčen, a kapalina protéká z hydrogenerátoru volně do nádrže.

Po rozběhu hydrogenerátoru a následné potřebě hydraulické kapaliny pro zdvih mechanismu dojde k aktivaci pojistného ventilu, a v hydraulickém obvodu začne narůstat tlak.

Otevře se logický ventil (2.008), který slouží jako hydraulická brzda, pomocí sedlového ventilu (2.010). Po provedení předchozích podmínek dojde k otvírání proporcionálního rozvaděče (2.005) a propouštění průtoku z řídicího bloku do hydromotoru přes bezpečnostní blok, kde začne narůstat tlak. Při dosažení hodnoty tlaku potřebného pro pohyb mechanismu dojde k rozběhu mechanismu dle rychlostního profilu (viz kapitola 6.3). Průběh zdvihu je řízen pomocí proporcionálního rozvaděče, který se postupně otevírá pro propouštění většího průtoku až do maximální hodnoty. Před dosažením maximální hodnoty dojde k doběhu mechanismu.

Při dosažení požadované polohy, což je přejezd 100 mm přes aretační polohu, dojde k uzavření hydraulické brzdy tj. logického ventilu (2.008). Proběhne spuštění elektromechanické aretace. Po spuštění mechanických klínů dojde k otevření logického ventilu a poklesu plošiny o 100 mm na mechanické klíny.

Při spouštění mechanismu do dolní polohy je nejprve obvod odlehčen přes pojistný blok. Při aktivaci pojistného ventilu bloku (1.075) a otevření logického ventilu dojde otevřením proporcionálního rozvaděče k nadzvednutí plošiny o 100 mm. Následně dojde k uzavření logického ventilu (2.008). Dojde k odstranění aretačních klínů z aretační, otevření logického ventilu a spouštění plošiny. Spouštění je regulováno pomocí proporcionálního rozvaděče, který se postupně uzavírá.

Po dosednutí plošiny na mechanické dorazy dojde k odlehčení hydrogenerátoru přes pojistný blok (1.075) a vypnutí elektromotoru (1.070).

Pro určení velikosti otevření proporcionálního rozvaděče využijeme kontinuálního snímání polohy mechanismu pomocí lankového snímače umístěného na mechanické části plošiny.

5 Konstrukční řešení agregátu

Konstrukční požadavky na hydraulický agregát

Hydraulický agregát dle požadavků objednavatele bude umístěn ve výškové úrovni montážní jámy pro plošinu v tlakové místnosti. Podmínkou pro návrh agregátu je, že tlaková místnost bude klimatizována na konstantních 20°C, aby nedošlo k přehřívání agregátu. Tlaková místnost musí být opatřena protiolejovým nátěrem, aby nedošlo k průsaku oleje do prostoru vedle tlakové místnosti nebo do zeminy pod tlakovou místností.

Velikost hydraulického agregátu je omezena půdorysnými rozměry místnosti (3650x1480), a velikostí průchozího vstupu (900 mm). Z tohoto důvodu bude agregát konstruován s vyšší, delší a užší nádrží, která bude umístěna na ocelovém rámu s okapovou vanou. Nad okapovou vanou a pod nádrží bude umístěna pohonná jednotka z důvodu pozitivní nátokové dispozice. Tato podmínka musí být splněna z důvodu, že použitý regulační hydrogenerátor má nízkou sací vlastnost.

Nádrž agregátu bude rozdělena na dvě části. Na část „čistou“ a „špinavou“. Rozdělení bude provedeno pomocí dělicí přepážky s malými otvory umístěnými u dna nádrže. Mezi stranami bude olej procházet přes filtrační jednotku umístěnou na víku nádrže, která zaručuje dodatečnou filtraci oleje.

Na nádrži musí být umístěn stavoznak pro optické sledování stavu hladiny oleje, a zároveň hladinoměr pro kontrolu stavu výšky hladiny během provozu zařízení. Hladinoměr je použit především k tomu, aby nedošlo k havárii zařízení (např. chodu hydrogenerátoru „na prázdko“).

Dalším zařízením pro kontrolu stavu oleje v nádrži je teploměr pro snadné odečtení teploty ze stupnice a termostat, který kontroluje teplotu během provozu zařízení.

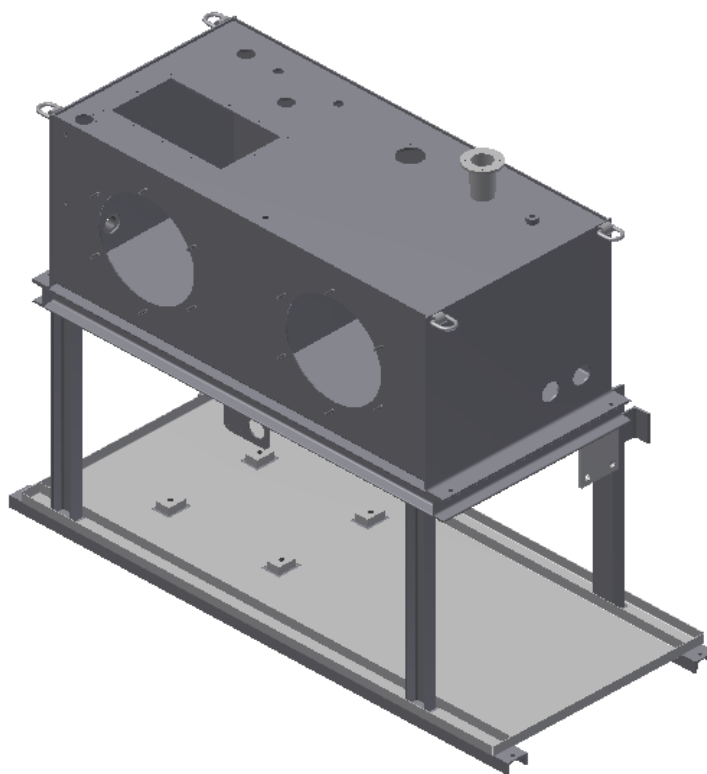
Nádrž musí být opatřena dvěma čistícími víky pro případnou údržbu. Jedno víko je určeno pro „čistou“ stranu a druhé pro „špinavou“.

Konstrukce agregátu

Konstrukce agregátu se bude skládat z nádrže umístěné na ocelové konstrukci z „U - profilů“, na které bude umístěna okapová vana. Mezi nádrží a okapovou vanou bude umístěna pohonná jednotka, která bude připevněna pomocí tlumících lišt k ocelové konstrukci. Na nádrži budou umístěny pomocné prvky pro plnění požadovaných funkcí viz níže.

Návrh ocelové konstrukce

Ocelová konstrukce nádrže se bude skládat ze čtyř částí olejotěsně svařených. Nádrž bude konstruována na velikost 630 dm^3 , a rám nádrže bude konstruován pro umístění pohonné jednotky uvnitř rámu. Návrh konstrukce viz Obr. 5.1.



Obr. 5.1 Návrh ocelové konstrukce

První částí nádrže je ohýbaný plech do tvaru „U“ s 1° sklonem dna nádrže (sklon je určen pro vypouštění nádrže). Tento plech tvoří tělo nádrže.

Další dvě části jsou bočnice nádrže, jedná se o plech ohnutý do tvaru „L“ opatřený dírami pro šrouby, sloužícími ke spojení nádrže s rámem agregátu.

Poslední částí nádrže je víko. Víko je zapuštěno (10 mm) do těla nádrže, aby vytvořilo menší záchytnou vanu v horní části nádrže. Tato vana je určena například k zachycení úniku oleje při plnění nádrže.

Pod nádrží je umístěn rám s okapovou vanou. Okapová vana by měla být pod všemi hydraulickými prvky z důvodu možnosti úniku oleje. V tomto případě tuto podmínku nelze dodržet, a část prvků je umístěna mimo nádrž. Tento problém bude vyřešen umístěním menší okapové vany vyrobené dle potřeb stavby během montáže.

Rám je svařovaný z „U - profilů“. Tento rám slouží k uchycení nádrže, umístění okapové vany a uchycení pohonné jednotky. Spoj nádrže s rámem je realizován pomocí čtyř šroubů pro snadnou demontáž, v případě potřeby snadné manipulace na stavbě.

Pro připojení pohonné jednotky jsou určeny 4 kusy „kostek“ umístěných v okapové vaně opatřené závitovými dírami, na které se pohonná jednotka připojí pomocí tlumících lišt.

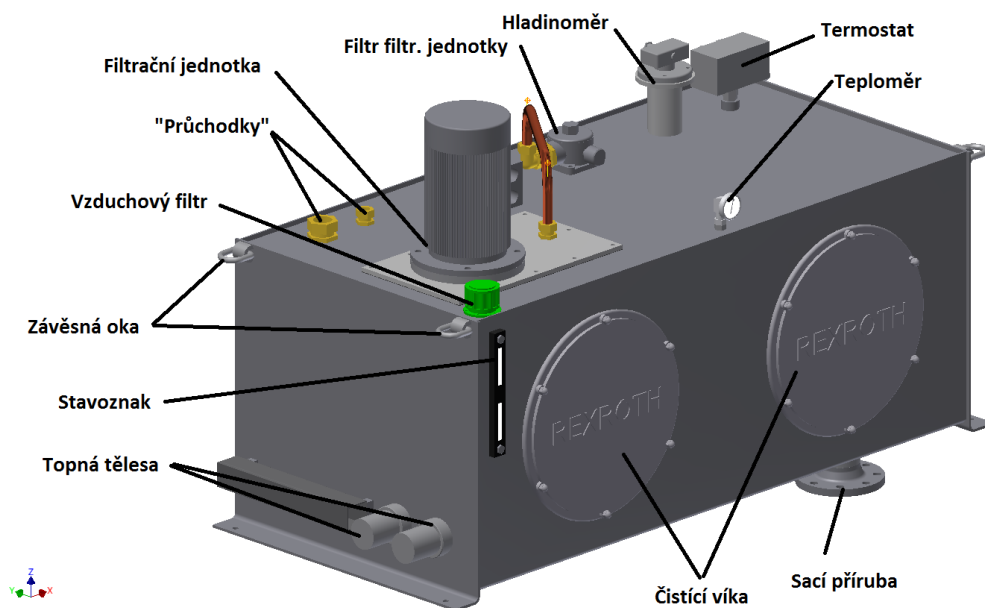
Pozn.: Rozměry a přesné umístění všech prvků je uvedeno v příloze A (VKD).

Detail nádrže

Na nádrži je umístěno mnoho pomocných prvků. Popis těchto prvků a jejich funkce je umístěn v kapitole 4.5. Rozmístění prvků viz Obr. 4.2.

Umístění prvků se odvíjí od jejich požadované funkce nebo potřeb dostupnosti obsluhy zařízení.

Na víku nádrže je umístěn vzduchový filtr sloužící k „odvzdušnění“ nádrže a jejímu plnění, proto je umístěn v rohu nádrže směrem k čelu, aby byl dobře dostupný.



Obr. 5.2 Detail nádrže

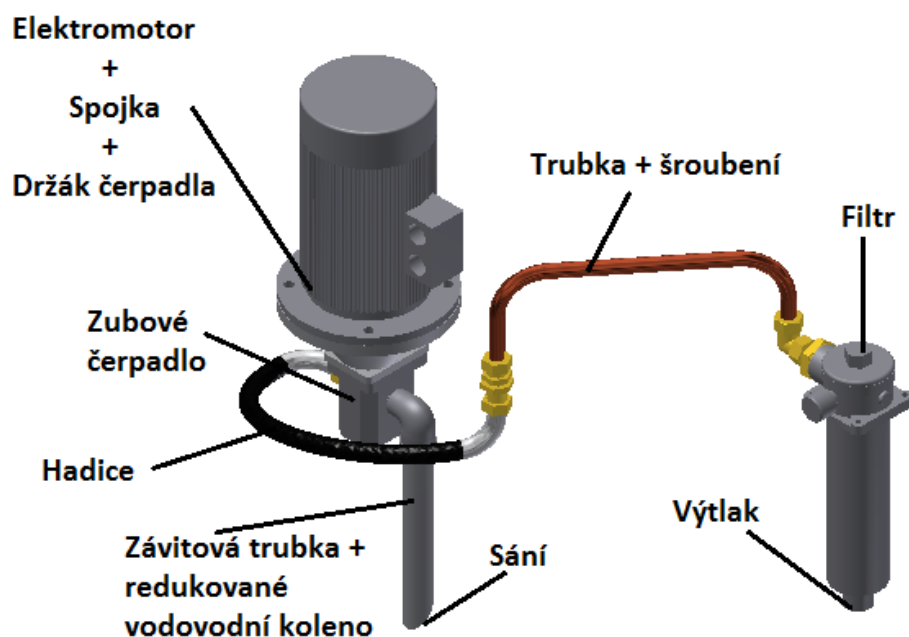
Filtrační jednotka je umístěna tak, aby nasávala olej ze „špinavé“ strany nádrže a vytlačovala ho do prostoru „čisté strany“. Filtrační jednotka je umístěna na samostatném demontovatelném víku. Toto víko je určeno pro její snadnou údržbu a montáž. Detail filtrační jednotky viz Obr. 5.3.

Hlavní částí filtrační jednotky je pohon hydrogenerátoru a samotný hydrogenerátor. Elektromotor je upevněn na držák hydrogenerátoru. Držák je umístěn a přišroubován k samostatnému menšímu víku umístěném na nádrži. Na držák je pomocí šroubů upevněn hydrogenerátor.

Spojení hřídele hydrogenerátoru a elektromotoru je provedeno pomocí torzně pružné spojky umístěné uvnitř držáku.

Sání je realizováno pomocí normalizované trubky s vnějším závitem a vodovodním kolenem. Pro lepší sací vlastnosti je trubka zkosena pod úhlem 45° .

Na výtlak je připojena přípojka pro připojení hadice. Druhý konec hadice je připojen na průchodku, která je umístěna na víku filtrační jednotky. Spoj průchodky a filtru je realizován pomocí trubky a tvarového šroubení. Výtlak z filtru je umístěn na „čisté“ straně nádrže.



Obr. 5.3 Detail filtrační jednotky

Umístění hladinoměru a termostatu je na čisté straně nádrže, a to z důvodu minimálního ovlivnění vířením a výtlačem teplého oleje například z průsaku.

Z levé strany nádrže v bočnici jsou pomocí metrických návarků umístěna topná tělesa. Umístění topných těles musí být minimálně 75 mm ode dna, 75 mm od stěny, a rozteč mezi topnými tělesy minimálně 100 mm.

Teploměr je umístěn v jímce. V přední části nádrže na „čisté“ straně nádrže z důvodu snadného přístupu k odečtení hodnot.

V levém zadním rohu „špinavé“ části nádrže jsou umístěny průchodky pro odpadní vedení. Tyto průchodky jsou určeny pro průsak z hydrogenerátoru, systému, odpadního vedení a odpadního vedení z pojišťovacího bloku hydrogenerátoru.

Na bočnicích nádrže jsou umístěny navařovací závěsná oka pro snadnou manipulaci s nádrží při výrobě i montáži na stavbě.

Sací příruba je umístěna ze spodu nádrže pro snadné připojení sání pohonné jednotky. Na sací přírubu je olejotěsně navařena sací trubka. Sací trubka je zkosena pod úhlem 45° . Otvor vzniklý zkosněním trubky je situován do středu nádrže, aby docházelo k nasávání přefiltrovaného oleje z filtrační jednotky viz Obr. 5.4.

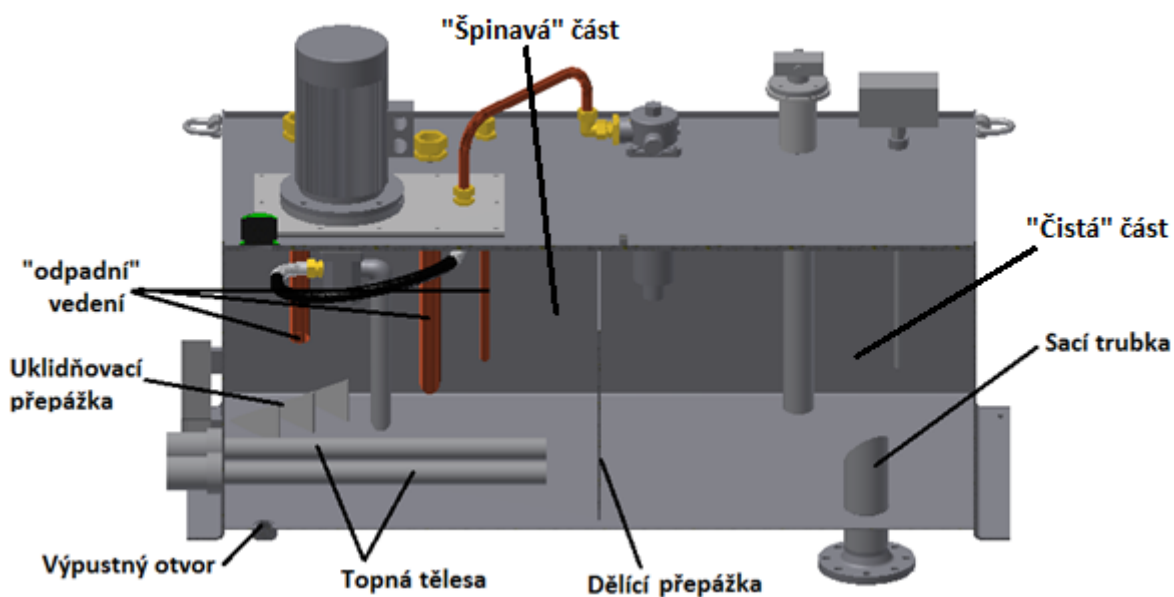
V nádrži jsou umístěny dvě přepážky, které plní různé funkce. První funkcí je uklidnění oleje, a druhou je rozdělení nádrže na dvě části.

První přepážka je uklidňovací, kdy při zasouvání pístu mechanismu se bude do nádrže vracet olej průtokem dosahujícím přibližně $200 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Z tohoto důvodu je uklidňovací přepážka umístěna přímo pod odpadním vedením z hydromotoru.

Tato uklidňovací přepážka je tvořena děrovaný plechem a navařena pod sklonem směrem do rohu nádrže, kdy část proudu projde otvory ke dnu nádrže, a část proudu se odrazí do rohu nádrže. Tímto prvkem se značně omezí víření nečistot a pění oleje v nádrži.

Druhá přepážka pouze rozděluje nádrž na dvě části a je situována uprostřed nádrže. Přepážka v dolních rozích obsahuje otvory pro průtok oleje mezi „špinavou“ a „čistou“ stranou.

Všechny odpadní trubky jsou do nádrže svedeny přes průchodky, které jsou umístěny na víku nádrže. Konce trubek jsou umístěny přibližně 150 mm ode dna nádrže a seříznuty pod úhlem 45° . Seříznutí trubky se provádí pro plynulejší přechod oleje z trubky do nádrže.



Obr. 5.4 Vnitřní prostor nádrže

Pozn.: Rozměry a přesné umístění všech prvků je uvedeno v příloze A (VKD).

Detail pohonné jednotky

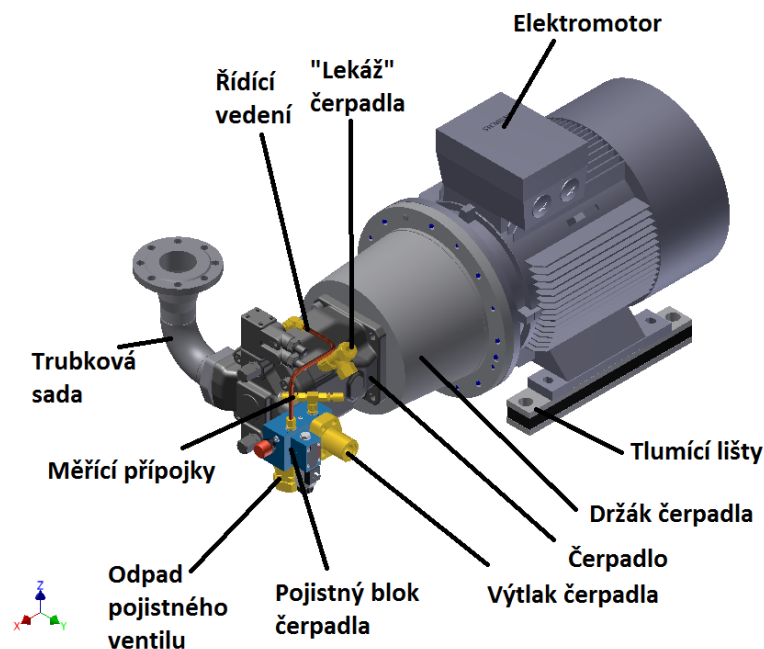
Pohonná jednotka (Obr. 5.5) je vlastně samotným zdrojem průtoku a tlaku, kdy kapalinu z nádrže nasává přes sací potrubí do hydrogenerátoru, a tuto kapalinu vytlačuje přes pojistný blok do tlakového vedení.

Hlavní částí pohonné jednotky je elektromotor umístěný na tlumících lištách, které tlumí vibrace elektromotoru. Elektromotor je pomocí tlumících lišt připevněn ke svařovanému rámu.

Na elektromotor je pomocí držáku a pružné spojky připevněn hydrogenerátor. Z konstrukčního hlediska v této oblasti nelze dělat moc změn. Lze ovlivnit pouze požadované natočení hydrogenerátoru vůči motoru, tvar a velikost trubkové sady.

Trubková sada je k hydrogenerátoru připojena pomocí navařovací „SAE“ příruby a kolena. Za kolenem je navařena redukce pro větší průměr potrubí. Na větším průměru potrubí je navařena krková příruba, která slouží ke spojení s kompenzátorem.

Trubková sada není ideální. Ideální trubková sada pro sací potrubí je přímá bez tvarovek s redukcí umístěnou co nejbližší k hydrogenerátoru. V tomto případě to nedovolují rozměry konstrukce.



Obr. 5.5 Pohonná jednotka

Pozn.: Rozměry a přesné umístění všech prvků je uvedeno v příloze A (VKD).

Hydraulický agregát

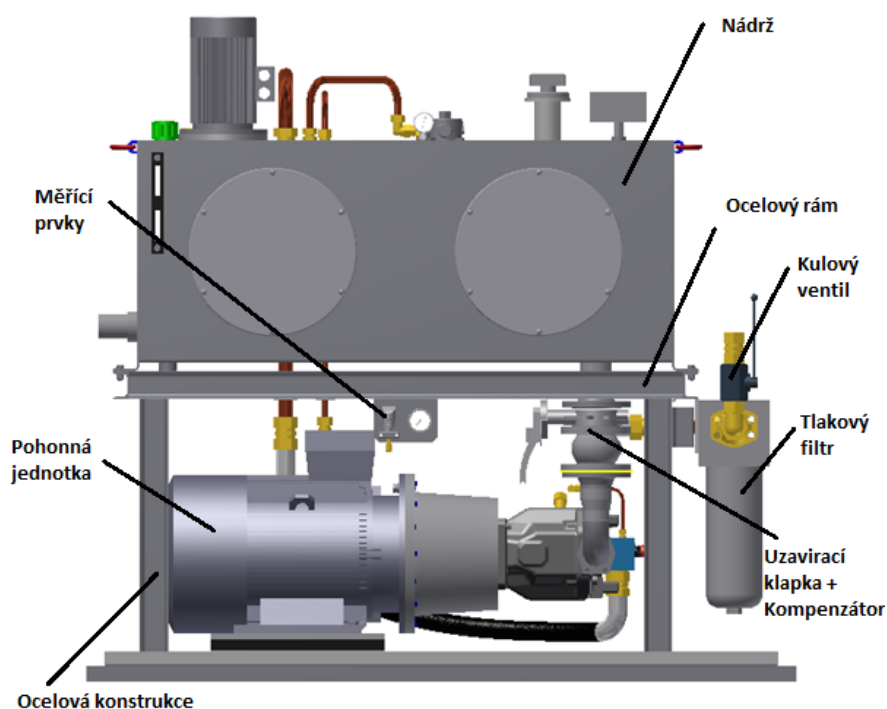
Hydraulický agregát (Obr. 5.6) vzniká propojením všech výše uvedených prvků do jednoho celku.

Nejdříve se do ocelového rámu s okapovou vanou umístí, ustaví a přišroubuje pohonná jednotka. Následným krokem je ustavení nádrže na ocelové konstrukci rámu, toto ustavení se provede pomocí čtyř šroubů.

Propojení nádrže s pohonnou jednotkou je realizováno pomocí uzavírací klapky a kompenzátoru. Uzavírací klapka je použita k zabránění úniku oleje při demontáži. Kompenzátor slouží k zabránění přenosu vibrací z pohonné jednotky na elektromotor a pokrytí výrobních nepřesností.

V dolní části rámu agregátu jsou umístěny otvory pro ukotvení agregátu k podlaze stavby, aby nedocházelo při pohybu agregátu během provozu. Agregát bude ukotven pomocí chemických kotev M12 - 200.

Na přední část rámu se namontuje měřicí technika, která snímá hodnoty tlaku na hydrogenerátoru.



Obr. 5.5 Hydraulický agregát

Propojení vedení z pohonné jednotky na vedení umístěné na ocelové konstrukci agregátu (trubky) je provedeno pomocí hadic. Hadice zabraňují přenosu vibrací a umožňují snadnější propojení, než propojení realizované pomocí trubek.

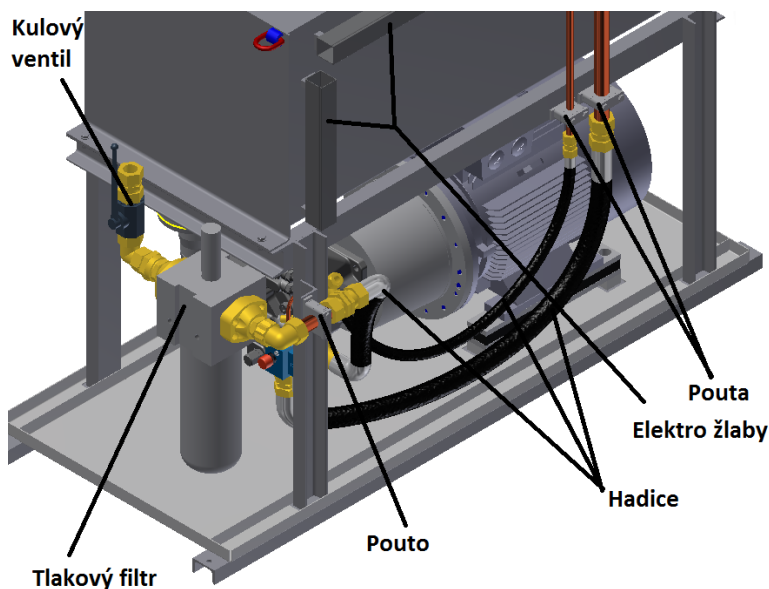
Spoj hadice a potrubí je realizován pomocí spojek.

Trubky jsou na agregátu uchyceny pomocí hydraulických „pout“, které se skládají ze dvou kovových částí a vnitřního tělesa z polypropylenu. Pouto je k rámu navařeno a sešroubováno pomocí šroubů.

Výtlak z hydrogenerátoru je veden pomocí hadice na tlakový filtr, který je upevněn na konzolu ocelové konstrukce. Mezi hadicí a tlakovým filtrem je umístěn kousek trubky uchycený v poutu. Toto řešení je použito, aby nedocházelo k povolování šroubení vlivem vibrací hadice a následnému průsaku oleje.

Za tlakovým filtrem je umístěn jednosměrný ventil, za kterým je koleno a kulový ventil sloužící k uzavření tlakové větve.

Na agregátu jsou umístěny elektro žlaby sloužící k rozvodu elektrického vedení ke snímačům a veškerým prvkům, které potřebují ke svému provozu elektrické vedení.



Obr.5.5 Hydraulický agregát - zádní stěna

Pozn.: Rozměry a přesné umístění všech prvků je uvedeno v příloze A (VKD).

6 Výpočet vlastní frekvence, návrh rychlostního profilu

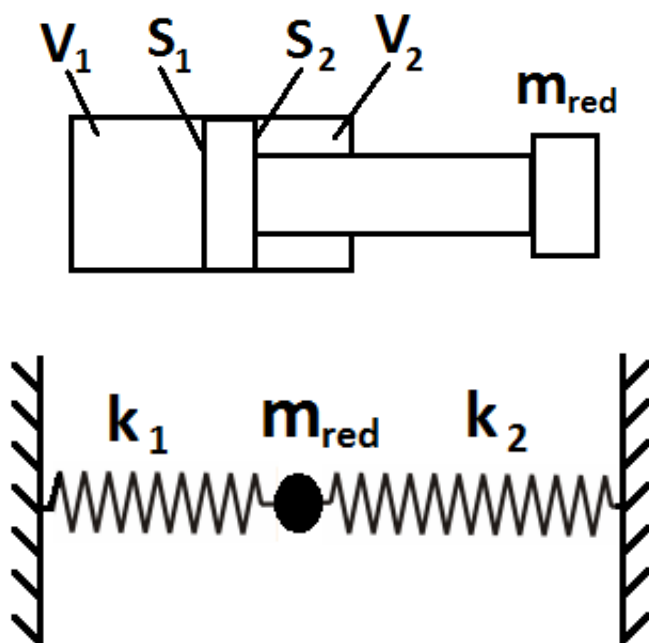
6.1 Výpočet vlastní frekvence

Výpočet vlastní frekvence hydromotoru slouží k určení optimální doby rozjezdu a dojezdu mechanismu a tím zamezení dosažení této hodnoty.

Výpočet vlastní frekvence hydromotoru lze převést na kmitání tělesa o redukované hmotnosti mezi dvěma pružinami viz Obr. 6.1. Kde tuhost pružiny „ k_1 “ nahradíme tuhostí objemu oleje v prostoru plné plochy pístu, a tuhost pružiny „ k_2 “ nahradíme tuhostí objemu oleje v prostoru mezikruží. Celková tuhost je poté prostým součtem tuhostí jednotlivých pružin (15).

Do objemu jednotlivých prostor hydromotoru započítáváme i objem přívodních potrubí (V_{p1} , V_{p2}) od řídicího bloku.

Pro výpočet tuhosti je nutno znát modul pružnosti oleje „ K “, který je závislý na teplotě, tlaku a množství vzduchu v oleji. Pro výpočet volím modul pružnosti oleje „ $K=1,4e^9$ Pa“. [13], [16], [17], [18],



Obr. 6.1 Ekvivalentní soustava

Tuhost soustavy vypočteme pomocí vzorce (16). [13]

$$k = k_1 + k_2 = \frac{S_1 \cdot K}{V_1} + \frac{S_2 \cdot K}{V_2} \quad (16)$$

Kde jednotlivé veličiny znamenají:

S_1 plocha pístu

S_2 plocha mezikruží

V_1 objem plné strany pístu včetně objemu přívodního potrubí

V_2 objem strany mezikruží pístu včetně objemu přívodního potrubí

K modul pružnosti oleje $K=1,4 \cdot 10^9$ Pa

Výpočet tuhosti hydromotoru provedeme v určitých bodech zdvihu mechanismu viz Tab. 6.1.

Po výpočtu tuhosti hydromotoru v jednotlivých bodech lze stanovit vlastní frekvenci v těchto bodech. Vlastní frekvence je důležitá pro výpočet doby rozběhu a doběhu hydromotoru, aby se zamezilo dosažení vlastní frekvence hydromotoru. Dosažením hodnoty vlastní frekvence by došlo k rozkmitání ocelové konstrukce vlivem rezonance a mohlo by dojít k jejímu poškození.

Vlastní frekvenci vypočteme podle vztahu (17). [13]

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{red}}} \quad (17)$$

Kde jednotlivé veličiny znamenají:

k tuhost hydromotoru v určitém bodě zdvihu

m_{red} redukována hmotnost v určitém bodě zdvihu

6.2 Příklad výpočtu a výsledky vlastní frekvence

Příklad výpočtu

Příklad výpočtu je uveden pro první řádek.

a) stanovení tuhosti hydromotoru

$$\begin{aligned} k &= \frac{S_1 \cdot K}{V_1} + \frac{S_2 \cdot K}{V_2} = \\ &= \frac{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot K}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (x_{star} + Z) + V_{p1}} + \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot K}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (z_{max} - x_{star} - Z) + V_{p2}} = \\ &= \frac{\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot 1,4 \cdot 10^9}{\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot (0,036 + 0) + 0,0075} + \frac{\frac{\pi \cdot 0,125^2}{4} \cdot 1,4 \cdot 10^9}{\frac{\pi \cdot 0,125^2}{4} \cdot (1,95 - 0,036 - 0) + 0,0063} \\ &= 122\,885\,717 \text{ Nm} \end{aligned} \tag{16}$$

Kde jednotlivé veličiny znamenají:

x_{star} počáteční poloha pístnice

z_{max} maximální zdvih hydromotoru

Z vysunutí pístnice

D průměr pístu

d průměr pístnice

V_{p1} objem přívodního potrubí na plnou plochu $V_{p1} = 0,0075 \text{ m}^3$

V_{p2} značí objem přívodního potrubí na plochu mezikruží $V_{p2} = 0,0063 \text{ m}^3$

K značí modul pružnosti oleje

Velikost objemu přívodních potrubí je stanovena odhadem a může se lišit v důsledku úprav na stavbě.

b) výpočet vlastní frekvence [13]

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{red}}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{red}}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{red}}} = \quad (17)$$

$$= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{122\,885\,717}{52\,832}} = 7,68 \text{ Hz}$$

kde jednotlivé veličiny znamenají:

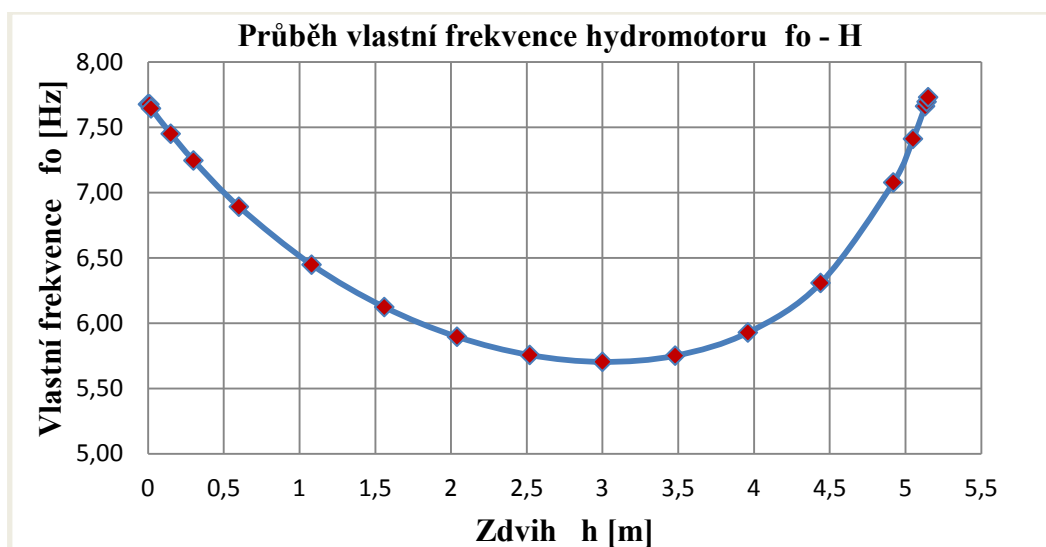
k tuhost hydromotoru v určitém bodě zdvihu

m_{red} redukovaná hmotnost v určitém bodě zdvihu

Pozn.: Redukovaná hmotnost byla určena statickým výpočtem v určitých bodech zdvihu zařízení viz Tab. 6.1.

Výsledky

Výsledek průběhu vlastních frekvencí hydromotoru je určen tabulkou i graficky v závislosti na zdvihu mechanismu viz Tab. 6.1 a Obr. 6.2.



Obr. 6.2 Průběh vlastní frekvence

h [mm]	z [mm]	m _{red} [kg]	k [Nm]	f ₀ [Hz]
0	0,00	52832	122885717	7,68
10	1,13	52637	122423245	7,68
20	4,69	52443	120983464	7,64
150	36,03	50096	109768722	7,45
300	73,92	47735	98931773	7,25
600	154,99	43885	82275699	6,89
1080	297,90	39430	64703806	6,45
1560	454,83	36331	53766578	6,12
2040	623,48	34106	46796440	5,90
2520	801,79	32471	42465287	5,76
3000	988,03	31251	40132321	5,70
3480	1180,66	30338	39605145	5,75
3960	1378,37	29659	41143484	5,93
4440	1580,00	29167	45809414	6,31
4920	1784,49	28829	57001168	7,08
5050	1840,24	28765	62375887	7,41
5130	1874,60	28728	66570570	7,66
5140	1878,90	28724	67154685	7,70
5150	1883,20	28721	67753568	7,73

Tab. 6.1 Vypočtené hodnoty

Z výsledků lze vyčíst, že vlastní frekvence v průběhu zdvihu mírněji klesá, a při dojezdu do horní polohy se vlastní frekvence naopak prudce zvyšuje. Tento průběh je důsledkem určitého převodového poměru mechanismu a proměnné hodnoty redukované hmotnosti.

Nebyla určena matematická závislost průběhu z důvodu drobných nepřesností výpočtů zapříčiněnými zaokrouhlováním hodnot při statické analýze. Z tohoto důvodu by byla matematická závislost nespolehlivá.

6.3 Návrh rychlostního profilu

Průběh rychlosti vysouvání pístnice na zdvihu mechanismu je určen závislostí v kapitole 3 viz Obr. 3.4.

Z důvodu, že objednavatel nevyžaduje zdvih plošiny do určité doby, provedeme návrh rychlostního profilu pomocí zdvihu plošiny, kdy zdvih plošiny je kontinuálně snímán pomocí

lankového snímače polohy. Vzhledem ke složitému průběhu vysouvání pístnice by bylo určení rychlostního profilu pomocí času zbytečně složité.

Pro výpočet rozběhu mechanismu použijeme vypočtenou vlastní frekvenci, z této frekvence určíme dobu rozběhu, a z doby rozběhu určíme dráhu, na které se má mechanismus rozběhnout.

Z vlastní frekvence vypočteme kruhovou frekvenci. Pro výpočet použijeme frekvenci 7,6 Hz, která je přibližnou hodnotou pro prvních 10 mm zdvihu mechanismu viz vzorec (18). [13]

$$\omega_0 = f_0 \cdot 2 \cdot \pi = 7,6 \cdot 2 \cdot \pi = 47,75 \text{ s}^{-1} \quad (18)$$

kde jednotlivé veličiny znamenají:

f_0 vlastní frekvence hydromotoru

Po vypočtení kruhové frekvence určíme časovou konstantu pro optimální rozběh hydromotoru. [13]

$$T_{opt} = \frac{1}{\frac{\omega_0}{3}} = \frac{1}{\frac{47,75}{3}} = 0,063 \text{ s} \quad (19)$$

kde jednotlivé veličiny znamenají:

ω_0 optimální vlastní kruhová frekvence

Minimální doba rozběhu s ohledem na vlastní frekvenci hydromotoru je určena empirickým vztahem (20). [13]

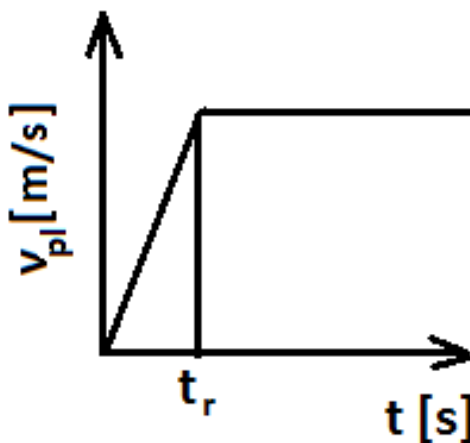
$$t_{min} = (5 \div 6) \cdot T_{opt} = 5 \cdot 0,063 = 0,315 \text{ s} \quad (20)$$

kde jednotlivé veličiny znamenají:

T_{opt} optimální časová konstanta pro rozběh

Dobu rozběhu tedy volím 0,35 s pro určitou rezervu.

Určení polohy mechanismu po uplynutí doby rozběhu provedeme pomocí poloviny obsahu obdélníku viz Obr. 6.3. Dráha rozběhu mechanismu je tedy určena poloviční dráhou při konstantní rychlosti plošiny ($0,07 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$), kterou by urazila za dobu „ t_r “.



Obr. 6.3. rozběh celého mechanismu v závislosti na čase

$$h_{roz} = \frac{v_m}{2} \cdot t_r = \frac{0,07}{2} \cdot 0,35 = 0,01225 \text{ m} = 122,5 \text{ mm} \quad (21)$$

kde jednotlivé veličiny znamenají:

v_m rychlost zdvihu mechanismu

t_r Doba rozběhu

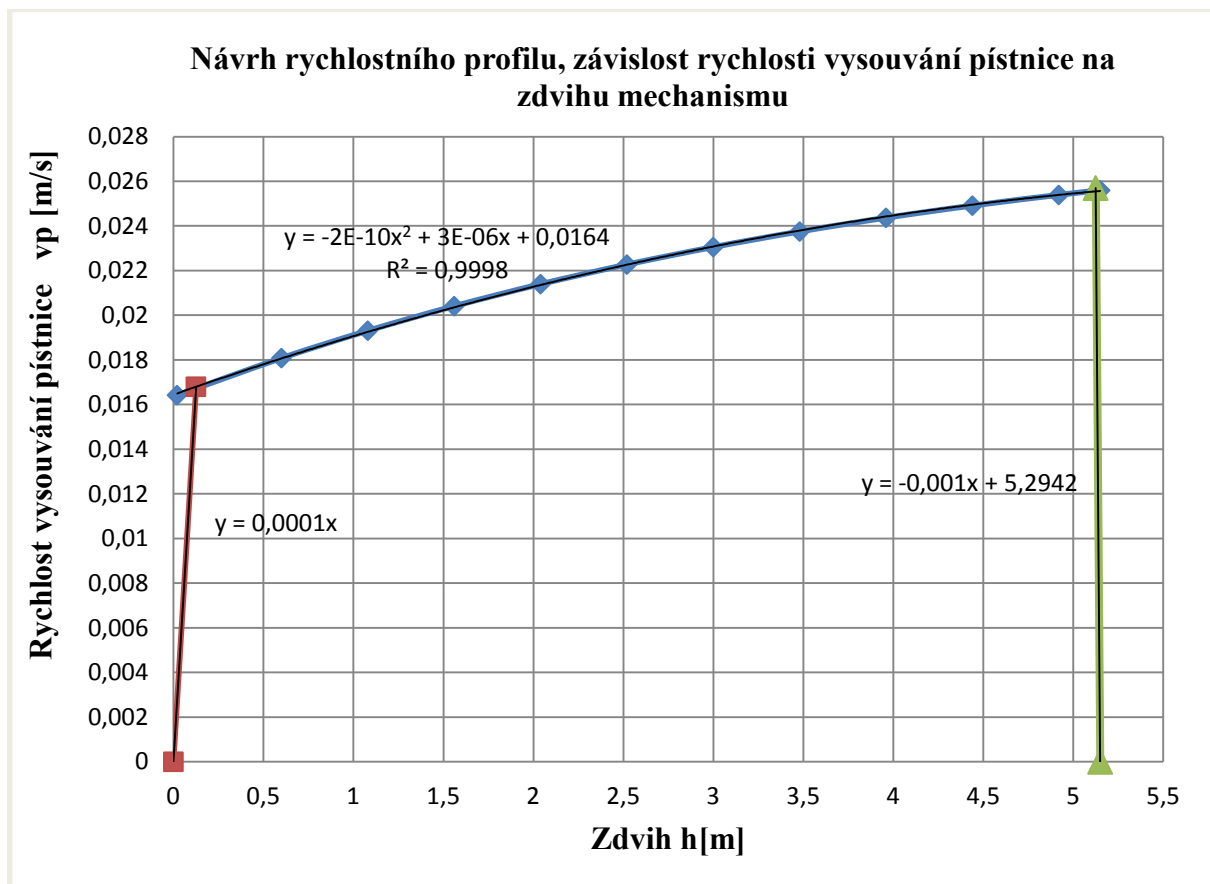
Rozběh hydromotoru tedy volím 125 mm zdvihu mechanismu. Rychlostní profil určíme graficky ze závislosti rychlosti vysouvání pístnice na velikosti zdvihu mechanismu.

Pístnice musí dosáhnout rychlostního profilu uvedeného na Obr. 3.3 na 125 mm zdvihu plošiny. Tento rozběh určíme graficky proložením dvou bodů. První bod má souřadnice [0,0] a druhý bod určíme pomocí programu Excel. Druhý bod má souřadnice [125, 0,0168]. Pístnice se tedy musí rozeběhnout na $0,0168 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ na dráze 125 mm viz Obr. 6.4.

Při maximálním zdvihu plošiny je vlastní frekvence téměř shodná, proto volíme dobu doběhu hydromotoru stejnou jako dobu rozběhu, tak jiné dráhu 125 mm zdvihu plošiny.

Doběh opět určíme graficky. První bod má souřadnice [5025, 0,0257] a druhý bod

doběhu má souřadnice [5150, 0]. Pístnice se tedy musí zastavit z rychlosti $0,0257 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ na nulu na dráze 125 mm viz Obr.6.4.



Obr. 6.4 Návrh rychlostního profilu

Návrh rychlostního profilu slouží pro zprovoznění mechanismu dle požadavků objednavatele. Skutečný rychlostní profil se může od návrhu lišit, jde pouze o prvotní návrh.

Rychlostní profil bude shodný pro různé hodnoty zatížení nůžkového mechanismu. Při uvedení zařízení do provozu je nutno uvažovat, že při různých hodnotách zatížení se bude měnit i zatížení hydromotoru.

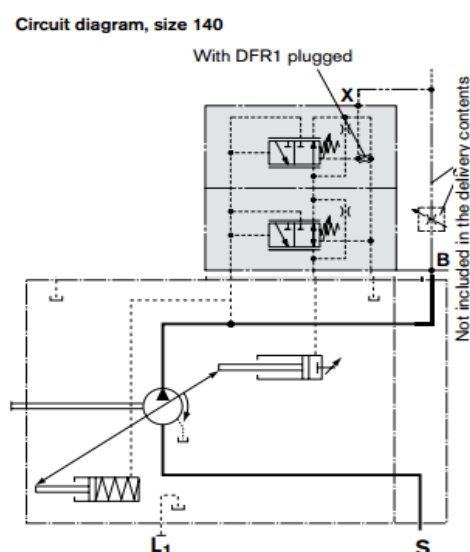
Různé zatížení hydromotoru způsobuje nutnost vyvodit různé tlakové spády na proporcionálním rozvaděči. Při zdvihu mechanismu bez nákladu bude nutno zvýšit tlakový spád na proporcionálním rozvaděči na vyšší hodnotu. V případě, že by tato skutečnost nebyla dodržena by došlo k rychlejšímu zdvihu plošiny, což by mohlo být nebezpečné. Naopak při plně zatíženém mechanismu a vysokém tlakovém spádu by mohlo dojít k pomalému pohybu mechanismu čímž by nebylo splněno zadání objednavatele.

Z těchto důvodů je nutno brát v úvahu tyto podmínky při uvádění zařízení do provozu.

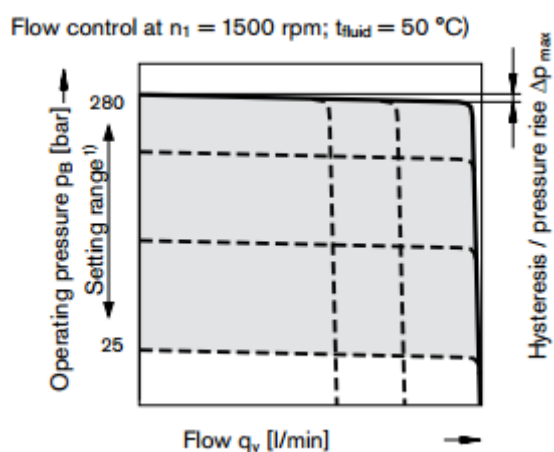
7 Srovnání možností pohonu

Použité řešení

Pro řešení bylo použito DRF regulace, což je regulace průtoku a tlaku firmy BOSCH-REXROTH. Při DFR regulaci je upřednostňována primárně tlaková regulace (nastaveno předem na ventilu, hodnota je konstantní), kdy hydrogenerátor nejdříve dosáhne požadovaného tlaku a následně reguluje hodnotu průtoku dle potřeby spotřebiče, která je určena diferencí tlaku před a za ventilem (resp. clonou, rozvaděčem atd.) viz Obr. 7.1 . Charakteristika regulace hydrogenerátoru viz. Obr. 7.2. [8]



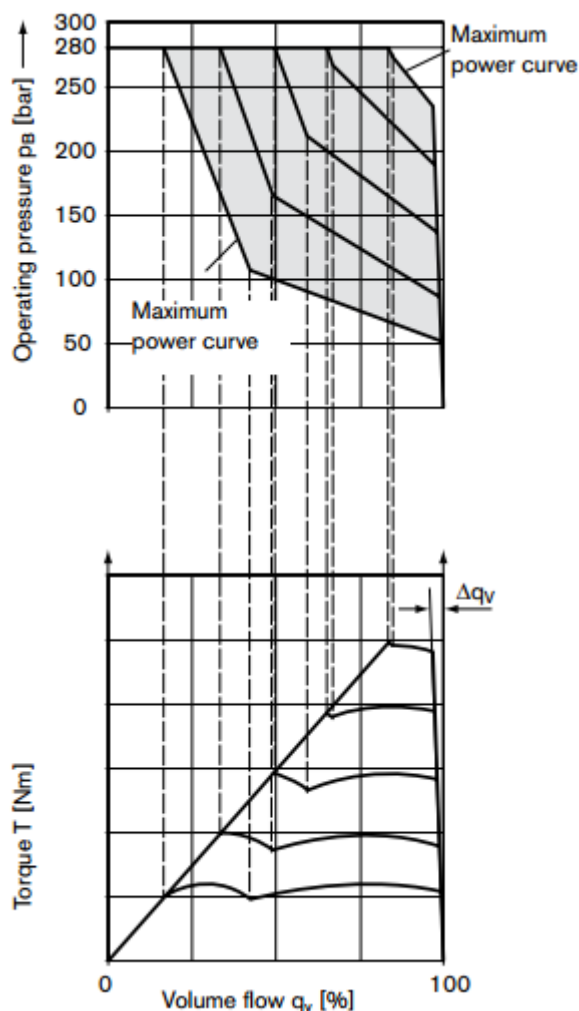
Obr. 7.1 Schéma zapojení [8]



Obr. 7.2 Charakteristika regulace DFR1 [8]

Regulace na konstantní výkon

Regulací na konstantní výkon lze pomocí dvou přímek (viz Obr. 7.3), které jsou určeny nastavením ventilů hydrogenerátoru, nastavit přibližný průběh, který by byl určen silovým rozbořem Obr. 3.7. [8]



Obr. 7.3 Závislost tlaku a krouticího momentu na průtoku [8]

Ze závislosti výkonu na zdvihu plošiny lze vyčíst, že závislost je téměř konstantní během celého zdvihu mechanismu viz Obr. 4.1. Z tabulky hodnot lze vyčíst, že maximální hodnota potřebného elektrického výkonu je přibližně 42,6 kW.

Pro regulaci na konstantní výkon by bylo nutno použít 45 kW motor, kde přebytek energie by byl mařen pomocí přidavného odporu nebo pomocí proporcionálního ventilu.

Způsob řízení je velmi podobný DFR regulaci, bylo by nutné také použít proporcionální rozvaděč.

Jiným způsobem snížení výkonu pohonné jednotky by bylo snížení výkonu elektromotoru. Po této úpravě by bylo možno řídit zdvih plošiny pouze regulací naklápění

desky hydrogenerátoru. Toto řízení by bylo, ale značně nepřesné z důvodu dlouhého vedení a dlouhé doby odezvy mezi pohonnou jednotkou a hydromotory.

Frekvenční měniče

Další možností pro řízení zdvihu by bylo použití motorgenerátoru s konstantním geometrickým objemem připojeného na elektromotor řízený pomocí frekvenčních měničů.

Průtok by tedy byl řízen pomocí změny frekvence proudu pohánějícího elektromotor. Tlak by byl nastaven pomocí pojistného ventilu na maximální hodnotu.

Při použití motorgenerátoru lze využít zasouvání pístnic jako zdroj průtoku pro motorgenerátor. Motorgenerátor by byl využit k brzdění plošiny a následné rekuperaci elektrické energie zpět do sítě.

Ukázka motorgenerátoru viz Obr.7.4.



Obr. 7.4 Motorgenerátor [14]

Toto řešení by bylo možno použít pro častější používání mechanismu. V našem případě, kdy frekvence používání mechanismu nebude nijak vysoká je toto řešení zbytečné.

8 Závěr

Cílem diplomové práce byl návrh elektrohydraulického systému pro pohon nůžkového mechanismu. Tento nůžkový mechanismus slouží ke zdvihu návěsu kamionu o hmotnosti 25000 kg a velikost zdvihu 5,15 m.

Zařízení disponuje třemi polohami. První poloha je v nulové pozici při dosednutí mechanismu na mechanické dorazy. Další dvě polohy jsou ryglovány pomocí elektromechanických zařízení.

Pro návrh elektrohydraulického systému nůžkového mechanismu bylo nutno zjistit silové a kinematické parametry zatěžující hydromotory.

Parametry byly získány z kinematického a silového rozboru dle konstrukce zařízení, které jako zadání společně s nosností dodala firma OCHI-Inženýring, spol. s.r.o.

Řešení bylo provedeno pomocí programu „Autodesk Inventor Professional 2014“ a programu „Microsoft Excel“.

Po zjištění parametrů pro pohon hydromotoru následoval návrh funkčního schématu dle dodaných požadavků objednavatele. Byl proveden návrh stěžejních prvků elektrohydraulického systému. Byl zpracován popis funkce elektrohydraulického systému.

Pro hydraulický agregát byla zpracována kompletní výrobně konstrukční dokumentace, včetně popisu konstrukčních zásad. Byl uveden podrobný popis všech prvků a jejich umístění na hydraulickém agregátu.

Pro návrh rychlostního profilu byl elektrohydraulický systém posouzen z hlediska dynamiky, kdy byly vypočteny vlastní frekvence použitých hydromotorů.

Z vypočtených hodnot vlastních frekvencí hydromotoru byl určen rozběh a doběh celého mechanismu aniž by došlo k rezonanci vlivem vybuzení vlastních frekvencí elektrohydraulického mechanismu. Průběh vlastních frekvencí ocelové konstrukce v práci řešen nebyl.

Na konci práce byl uveden popis vybraných alternativ pro pohon mechanismu. Pro porovnání byla použita regulace na konstantní výkon a metoda řízení otáček elektromotoru pomocí frekvenčních měničů.

Seznam použité literatury

- [1] Nůžkové plošiny: Naše řešení. ZDVIH SERVIS S.R.O. *Nůžkové plošiny* [online]. 2012 [cit. 2014-03-11]. Dostupné z: <http://www.nuzkove-plosiny.cz/nase-reseni>
- [2] Hydraulic Scissor Lift. In: *Esuppliersindia* [online]. 2013 [cit. 2014-03-11]. Dostupné z: <http://www.esuppliersindia.com/servo-tech-india-/hydraulic-scissor-lift-pr169817-sCATALOG-swf.html>
- [3] Stationary scissor lift platform. In: [online]. 2013 [cit. 2014-03-10]. Dostupné z: <http://www.aliexpress.com/item/stationary-scissor-lift-platform/340187569.html>
- [4] ČSN EN 1570+A2 (275011). *Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly*. Evropský výbor pro normalizaci, 2010.
- [5] VRBAS, Zdeněk. BUSINESS INNOVATION CENTER. *STATICKÁ, KINEMATICKÁ A NAPĚŤOVĚ-DEFORMAČNÍ ANALÝZA ZVEDANÉ PLOŠINY 250kN*. Ostrava, 2013. 23 s.
- [6] BOSCH - REXROTH. *Základy hydraulických systémů a základní hydraulické komponenty: TRENÉR BAND 2 (3. vydání)*. Brno, 2005, 312 s.
- [7] HAVRÁNEK, Ondřej. *Měření místní ztráty na hydraulické redukci – zúžení, rozšíření*. Ostrava, 2012. 56 s. Bakalářská práce. VŠB - TUO. Vedoucí práce KOZUBKOVÁ, Milada.
- [8] BOSCH - REXROTH. *Axial Piston Variable Pump A10VSO: RE 92711*. Horb am Neckar, 2012, 48 s.
- [9] BOSCH - REXROTH. *4/2, 4/3 proportional directional valves, pilot operated, without electrical position feedback: RE 29115-XE-B2*. Lohr am Main, 2013, 20 s.
- [10] HYDRAULICS S.R.O. *Výrobní katalog: Přímochárych hydromotorů*. Sehradice, 2012, 102 s. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/system/pdf_czs/1/original/vyrobní_katalog_primocarych_hydromotoru_CZ_2012.pdf?1358944317
- [11] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VŠB - TUO, 2009, 151 s. ISBN 80-248-0586-0.

- [12] OMV GROUP. *Produktový list: OMV hyd HLP 32*. 2007, 1 s. Dostupné z: <http://www.lubstar.cz/files/cs/omv-hyd-hlp-32-cs.pdf>
- [13] Noskievič, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. Skripta VŠB – TU Ostrava, 1995. 166 s., 1. vydání. ISBN 80-7078-297-8
- [14] EATON. *Hydraulic Electrical Generating Systems*. Jackson, 2013, 4 s. Dostupné z: http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@aero/documents/content/ct_237987.pdf
- [15] AC MOTOREN GMBH. *Motor catalog*. Eppertshausen, 2014, 30 s. Dostupné z: http://www.ac-motoren.de/AC-Motoren/KATALOG_AC_AKTUELL_27.11.12_.pdf
- [16] ČVUT. *Laboratorní cvičení Pohony výrobních strojů -Servomechanismy III: Řízení polohy lineárního hydromotoru*. Praha, 2013. Dostupné z: http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12135-VSZ/download/obor_stud/PSSIII_-_2351090/Linearni_hydromotor.pdf
- [17] Pavlok, B.: *Hydraulické prvky a systémy*. Díl 1, Kapaliny v hydraulických mechanismech, hydrostatické převodníky. Skripta. VŠB-TU Ostrava, 2005. 154 s. ISBN 80-248-0857-9,
- [18] DANFOSS. *Technical Information Hydraulic Fluids and Lubricants Fluids, Lubricants, Grease, Jelly*. Ames, 2014, 44 s. Dostupné z: http://powersolutions.danfoss.com/stellent/groups/publications/documents/product_literature/52010463.pdf

Seznam příloh

Příloha A Výrobně konstrukční dokumentace 1 - OCH - 41 530

Příloha B Funkční schéma 1 - OCH - 41 371/a

Příloha C Specifikace prvků 4 - OCH - 41 372/a

Zvláštní příloha – CD obsahující text diplomové práce a přílohy

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Eriku Stonawskému, PhD. z firmy Bosch Rexroth a Ing. Martinu Strakošovi z firmy OCHI Inženýring, spol. s.r.o., za laskavou pomoc a cenné připomínky, podněty a rady při tvorbě této diplomové práce.

Mé poděkování patří také společnosti OCHI Inženýring, spol. s.r.o., za možnost spolupráce, a poskytnutí všech potřebných informací.